

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Návrh úpravy kotle K6 v Teplárně ČSA v Karviné**

**Proposal of the Reconstruction of the Boiler K6 in the Heating  
Plant ČSA Karviná**

Student: Bc. Marek Poklop

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Poklop**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Návrh úpravy kotle K6 v Teplárně ČSA v Karviné**  
**Proposal of the Reconstruction of the Boiler K6 in the Heating Plant**  
**ČSA Karviná**

### Zásady pro vypracování:

Na základě vyhodnocení měření účinnosti kotle K6 v Teplárně Československé armády v Karviné proved'te návrh úpravy zařízení pro zvýšení účinnosti a snížení emisí z tohoto kotle.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Popis stávajícího kotle K6 TČA a jeho parametry.
2. Měření a výpočet účinnosti kotle K6.
3. Přehled možných úprav pro zvýšení účinnosti a snížení emisí.
4. Výběr a popis technického řešení úprav pro kotel K6 na TČA.
5. Technicko-ekonomické zhodnocení přínosu rekonstrukce.

Grafické práce:

1. Výkres kotle K6 s naznačením úpravy zařízení.
2. Konstrukční výkres úpravy vybrané části kotle.

### Seznam doporučené odborné literatury:

Černý V. a kol. Parní kotle a spalovací zařízení, SNTL Praha 1975.

Kolat P. Přenos tepla a hmoty, skripta VŠB Ostrava 1987.

ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů.


Dlouhý T. Výpočty kotlů a spalinových výměníků, skripta ČVUT Praha 2005

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Bohumír Čech**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: 16. 5. 2014



Podpis autora

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 16. 5. 2014

podpis autora

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Poklop Marek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zelená 587/19, Olomouc-Neředín, 779 00

## **Anotace**

Vypracoval: Bc. Marek Poklop

Vedoucí: doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

Cílem této diplomové práce je návrh úprav, které by vedly ke zlepšení současného stavu kotle K6 v Teplárně ČSA Karviná, ke zlepšení účinnosti zařízení a k redukci emisí. Diplomová práce vychází z měření a výpočtu účinnosti kotle K6. Práce dále obsahuje popis kotle K6 a souvisejících zařízení, popis technických a provozních problémů, které se při provozu vyskytují a návrhy možných úprav. V dalších částech diplomové práce se zabývám pouze úpravami, které vedou k řešení problému s přímým foukáním. Řešení úprav k zamezení vzniku přímého foukání obsahuje také měření na primárním ventilátoru a související výpočty tlakových ztrát. Poslední kapitola je technicko-ekonomickým zhodnocením navržených úprav.

**Klíčová slova:** Teplárna ČSA Karviná, kotel K6, účinnost kotle, rekonstrukce kotle, přímé foukání

## **Annotation of master thesis**

Author: Bc. Marek Poklop

Supervisor: doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

The aim of this master thesis is proposal of reconstructions which would lead to improvement of the current state of boilers K6 in Heating plant ČSA Karviná, which would also lead to improvement in equipment efficiency and reduce emissions. The master thesis based on the measurement and calculation efficiency of the boiler K6. This master thesis also contains a description of the boiler K6 and others related facilities, a description of technical and operational problems that occur during the operation and suggestions of possible technical adjustments. In other parts of my master thesis deals only reconstructions, that lead to a solving the problem with direct flow. Solution of reconstruction to prevent direct blowing contains measurement on the primary fan and related calculations of pressure drops. The last chapter is technical and economic evaluations of the proposed reconstructions.

**Key words:** Heating Plant ČSA Karviná, boiler K6, efficiency of boiler, reconstruction of boiler, direct blowing

**Bibliografická citace:**

Poklop, M. *Návrh úpravy kotle K6 v Teplárně ČSA v Karviné: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 94 s.  
Vedoucí práce doc. Dr. Ing. Bohumír Čech

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	10
1. Úvod .....	14
2. Teplárna ČSA Karviná .....	15
3. Kotel K6 a související zařízení Teplárny ČSA v Karviné.....	16
3.1 Technický popis kotle K6 a souvisejícího zařízení.....	16
3.2 Základní parametry kotle K6 a souvisejících zařízení .....	19
4. Měření na kotli K6 v Teplárně ČSA Karviná.....	22
4.1 Popis měření na kotli K6.....	22
4.1.1 Měření koncentrace plyných emisí .....	22
4.1.2 Odběr vzorků paliva, strusky a popílku .....	22
4.1.3 Stanovení popelové bilance .....	23
4.1.4 Měření teploty spalin .....	23
4.1.5 Měření plyných složek spalin O <sub>2</sub> a CO na výstupu z kotle .....	23
4.2 Výsledky měření a rozboru paliva .....	24
5. Výpočet dle normy ČSN 07 0302 .....	27
5.1 Vstupní údaje pro výpočet .....	27
5.2 Výpočet dle ČSN 07 0302 – Stechiometrické a pomocné výpočty .....	28
5.2.1 Minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva.....	28
5.2.2 Minimální objem suchých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva.....	28
5.2.3 Minimální objem vodní páry ve spalinách při dokonalém spalování.....	29
5.2.4 Součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 m <sup>3</sup> <sub>N</sub> suchého vzduchu	29
5.2.5 Minimální objem vlhkých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva.....	30
5.2.6 Objem oxidu uhličitého CO <sub>2</sub> ve spalovacím vzduchu .....	30
5.2.7 Objem oxidu uhličitého CO <sub>2</sub> vztažený na 1 kg paliva.....	30
5.2.8 Objem dusíku N ve spalovacím vzduchu .....	31
5.2.9 Objem dusíku N vztažený na 1 kg paliva .....	31
5.2.10 Objem argonu Ar zahrnující i další vzácné plyny ze vzduchu .....	31
5.2.11 Objem oxidu siřičitého SO <sub>2</sub> vztažený na 1 kg paliva .....	31
5.2.12 Objem oxidu uhelnatého CO pro nedokonalé spalování .....	31
5.2.13 Objem kyslíku O <sub>2</sub> pro nedokonalé spalování.....	32
5.2.14 Podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází z kotle s tuhými zbytky .....	32
5.2.15 Podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynou složku CO .....	33
5.2.16 Součinitel přebytku vzduchu .....	33

5.2.17	Pomocné konstanty stechiometrických objemů.....	34
5.2.18	Pomocné hodnoty objemů spalín.....	34
5.2.19	Skutečný objem suchého vzduchu.....	36
5.2.20	Skutečný objem suchých spalín v místě na výstupu z kotle.....	36
5.2.21	Skutečný objem vlhkých spalín.....	36
5.2.22	Skutečný obsah vodní páry ve spalínách.....	37
5.2.23	Střední měrná tepelná kapacita spalín.....	37
5.2.24	Konstanty pro výpočet střední měrné tepelné kapacity.....	38
5.2.25	Střední měrná tepelná kapacita spalín pro teplotu $t_k$ .....	41
5.2.26	Střední měrná tepelná kapacita spalín pro teplotu $t_0$ .....	42
5.2.27	Integrální hodnota střední měrné tepelné kapacity spalín.....	42
5.3	Výpočet dle ČSN 07 0302- Stanovení ztrát a účinnosti kotle K6.....	42
5.3.1	Účinnost kotle - nepřímou metodou.....	43
5.3.2	Ztráta hořlavinou ve spalínách.....	43
5.3.3	Tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva.....	44
5.3.4	Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích.....	44
5.3.5	Ztráta fyzickým teplem spalín (komínová).....	44
5.3.6	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	45
5.3.7	Střední měrná tepelná kapacita strusky.....	45
5.3.8	Střední měrná tepelná kapacita popílků.....	45
5.3.9	Ztráta sdílením tepla do okolí.....	46
5.3.10	Jmenovitá ztráta sdílením tepla do okolí.....	46
5.3.11	Pracovní výkon kotle.....	47
5.3.12	Množství paliva jdoucího do kotle.....	47
5.4	Vybrané výsledky výpočtu dle ČSN 07 0302.....	48
6.	Možné úpravy pro zvýšení účinnosti a snížení emisí kotle K6.....	49
6.1	Možné úpravy ke snížení množství přisávaného falešného vzduchu.....	49
6.2	Možné úpravy zamezující přímému foukání.....	51
7.	Řešení úprav na kotli K6, zamezující přímému foukání.....	54
7.1	Měření tlaků v potrubním systému primárního ventilátoru.....	54
7.1.1	Popis měření a výsledné hodnoty.....	54
7.2	Stanovení tlakových ztrát potrubního systému.....	58
7.2.1	Tlaková ztráta potrubního systému při podmínkách během měření.....	58
7.2.2	Tlaková ztráta potrubního systému při provozních podmínkách.....	79



7.2.3	Tlaková ztráta potrubního systému při provozních podmínkách s navrženou změnou průměru práškovodu .....	81
7.3	Technický popis řešení navržené úpravy .....	83
8.	Technicko – ekonomické zhodnocení přínosu rekonstrukce.....	86
9.	Závěr.....	88
10.	Seznam použité literatury .....	91
11.	Seznam použitých obrázků, grafů a tabulek .....	92
12.	Seznam příloh .....	94

## Seznam použitých značek a symbolů

$A$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$A_0$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$A1 - A10$	koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu	[1]
$A^r$	obsah popela v původním vzorku paliva	[%]
$A_\alpha$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$a_1$	podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO	[kg·kg <sup>-1</sup> ]
$a_2$	podíl nespáleného metanu CH <sub>4</sub>	[kg·kg <sup>-1</sup> ]
$B$	výpočetní konstanta	[1]
$B_0$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$B1 - B10$	koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu	[1]
$B_\alpha$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$b$	podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází z kotle s tuhými zbytky	[kg·kg <sup>-1</sup> ]
$C$	výpočetní konstanta	[1]
$C_0$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$C1 - C10$	koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu	[1]
$C_i$	obsah uhlíku v příslušném tuhém zbytku	[%]
$C^r$	obsah uhlíku v surovém vzorku paliva	[%]
$C_\alpha$	výpočetní konstanta pro výpočet měrné tepelné kapacity	[1]
$c_{Si}$	střední měrná tepelná kapacita příslušného tuhého zbytku	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$d$	hydraulický průměr daného úseku potrubí	[m]
$\bar{c}_S(t)$	integrální hodnota střední měrné tepelné kapacity spalin	[J·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$\bar{c}_S(t_k)$	střední měrná tepelná kapacita pro teplotu $t_k$	[J·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$\bar{c}_S(t_0)$	střední měrná tepelná kapacita pro teplotu $t_0$	[J·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$H^r$	obsah vodíku v surovém vzorku paliva	[%]
$i_{NV}$	entalpie napájecí vody	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$i_p$	entalpie páry	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$k$	ekvivalentní drsnost daného potrubního úseku	[m]

$k_1$	výpočetní konstanta	[1]
$l$	délka daného potrubního úseku	[m]
$m_p$	množství páry	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$m_{\text{pal}}$	množství paliva jdoucího do kotle	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$N^r$	obsah dusíku v surovém vzorku paliva	[%]
$O^r$	obsah kyslíku v surovém vzorku paliva	[%]
$p_{\text{atm}}$	atmosférický tlak	[Pa]
$p_{c,\text{sani}}$	celkový tlak v sání primárního ventilátoru	[Pa]
$p_{c,\text{vytlak}}$	celkový tlak na výtlaku primárního ventilátoru	[Pa]
$p_{d,\text{sani}}$	dynamický tlak v sání primárního ventilátoru	[Pa]
$p_N$	tlak při normálních podmínkách	[Pa]
$p_{\text{stat,abs}}$	absolutní statický tlak	[Pa]
$p_{\text{stat,sani}}$	statický podtlak v sání primárního ventilátoru	[Pa]
$p_{\text{stat,vytlak}}$	statický přetlak na výtlaku	[Pa]
$p''$	parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu	[Pa]
$\Delta p$	celkový dopravní tlak primárního ventilátoru	[Pa]
$\Delta p_z$	celková tlaková ztráta potrubního systému	[Pa]
$\Delta p_\lambda$	celková tlaková ztráta třením	[Pa]
$\Delta p_\xi$	celková tlaková ztráta místní	[Pa]
$Q$	objemový průtok daným potrubním úsekem	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_1$	tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Q_i^r$	výhřevnost paliva	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Q_{\text{vyr}}$	pracovní výkon kotle	[W]
$Q_{\text{vyrj}}$	jmenovitý výkon kotle	[W]
$R1 - R6$	pomocné konstanty stechiometrických objemů	[1]
$S$	průtočná plocha daného úseku potrubí	$[\text{m}^2]$
$S_{\text{prch}}^r$	hmotnostní podíl prchavé složky síry v surovém stavu	[%]
$t_0$	srovnávací teplota vzduchu	$^{\circ}\text{C}$
$t_i$	teplota příslušného tuhého zbytku	$^{\circ}\text{C}$

$t_k$	teplota spalin za kotlem	[°C]
$t_N$	teplota při normálních podmínkách	[°C]
$t_v$	daná teplota vzduchu pro určení parciálního tlaku	[°C]
$t_{vz}$	teplota vzduchu proudícího potrubním systémem	[°C]
$V_1 - V_3$	pomocné hodnoty objemů spalin	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{O_2}(C)$	objem kyslíku pro nedokonalé spalování	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{O_2}(CH_4)$	objem kyslíku O <sub>2</sub> pro nedokonalé spalování plynných paliv	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_S$	skutečný objem vlhkých spalin	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SCH_4}$	objem metanu CH <sub>4</sub> pro nedokonalé spalování	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SCO}$	objem oxidu uhelnatého pro nedokonalé spalování	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SCO_2}$	objem oxidu uhličitého vztažený na 1 kg paliva	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SH_2O}$	skutečný obsah vodní páry ve spalinách	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SH_2Omin}$	minimální objem vodní páry ve spalinách při dokonalém spalování	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SN_2}$	objem dusíku vztažený na 1 kg paliva	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SS}$	skutečný objem suchých spalin v místě na výstupu z kotle	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SSmin}$	minimální objem suchých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SSO_2}$	objem oxidu siřičitého vztažený na 1 kg paliva	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{SVmin}$	minimální objem vlhkých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VAr}$	objem argonu zahrnující i další vzácné plyny ze vzduchu	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VCO_2}$	objem oxidu uhličitého ve spalovacím vzduchu	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VN_2}$	objem dusíku ve spalovacím vzduchu	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VS}$	skutečný objem suchého vzduchu	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{VSmin}$	minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$W^I$	obsah vody v surovém vzorku paliva	[%]
$w_{vz}$	Rychlost proudění vzduchu v daném potrubním úseku	[m·s <sup>-1</sup> ]
$X_i$	záchycení příslušného tuhého zbytku	[%]

$\omega_{\text{CO}}$	objemový podíl oxidu uhelnatého ve spalínách	[%]
$\omega_{\text{O}_2}$	objemový podíl kyslíku ve spalínách	[%]
$A$	součinitel přebytku vzduchu	[1]
$\Delta Q_{\text{pal}}$	množství tepla dodaného pro předehřátí 1 kg paliva na teplotní úroveň odlišnou od vztažné teploty okolí $t_0$	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta Q_{\text{POV}}$	množství tepla přivedeného z cizího zdroje pro předehřev spalovacího vzduchu z teploty $t_{v0}$ na teplotu $t_{v1}$ na vstupu do POV	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta Q_{\text{sr}}$	množství tepla přivedeného do spalovacího zařízení v recirkulovaných spalínách odebraných za poslední teplosměnnou plochou kotle při teplot $t_{\text{sr}}$	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$H$	účinnost kotle stanovená nepřímou metodou	[%]
$\lambda$	součinitel třecích ztrát v daném úseku potrubí	[1]
$\mu_{\text{vz}}$	dynamická viskozita vzduchu pro dané podmínky	[Pa·s]
$\varepsilon$	relativní drsnost daného úseku potrubí	[1]
$\nu$	součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 m <sup>3</sup> <sub>N</sub> suchého vzduchu	[m <sup>3</sup> <sub>N</sub> ·kg <sup>-1</sup> ]
$\nu_{\text{vz}}$	kinematická viskozita vzduchu pro dané podmínky	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\xi$	součinitel místní ztráty v daném potrubním úseku	[1]
$\xi_{\text{C}}$	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	[%]
$\xi_{\text{CO}}$	ztráta hořlavinou ve spalínách	[%]
$\xi_{\text{F}}$	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	[%]
$\xi_{\text{k}}$	ztráta fyzickým teplem spalin (komínová)	[%]
$\xi_{\text{sv}}$	ztráta sdílením tepla do okolí	[%]
$\xi_{\text{svj}}$	jmenovitá ztráta sdílením tepla do okolí	[%]
$\rho_{\text{vz}}$	hustota vzduchu pro dané podmínky	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\varphi$	relativní vlhkost vzduchu	[%]

## 1. Úvod

V současné době, kdy dochází k neustálému zvyšování energetické náročnosti obyvatelstva a ke zvyšování potřeby elektrické energie, je třeba se zabývat stavem našich elektráren a tepláren, využívajících fosilní paliva. I přes nárůst podílu výroby z obnovitelných zdrojů v České republice, ke kterému v posledních letech došlo, jsou totiž stále důležitými zdroji elektrické energie. Velká část našich uhelných elektráren (tepláren) je zastaralá a tento fakt se podepisuje na jejich provozu, účinnosti zařízení a na množství produkovaných emisí. Obecně je vždy snaha o provoz, během kterého dosahujeme vysoké účinnosti a s tím i úzce spjaté ekonomické efektivnosti vlastního provozu a samozřejmě i o nízké hodnoty produkovaných emisí.

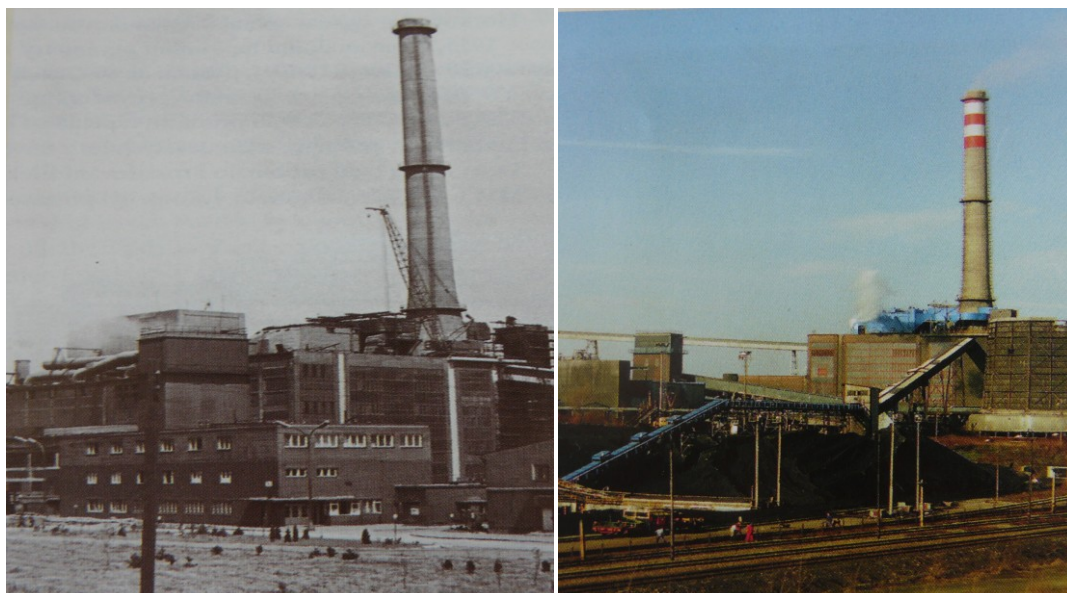
V rámci této diplomové práce se na základě měření a výpočtu účinnosti kotle K6, provozovaného v Teplárně ČSA Karviná, zabývám návrhem úprav, které by vedly ke zlepšení současného stavu, a tím i tedy ke zvýšení účinnosti zařízení a také případně k redukci množství emisí, vznikajících spalováním uhlí.

Součástí práce je popis provozovaného kotle K6 a souvisejících zařízení, popis měření, popis provozních a technických problémů a návrh možných úprav, které by vedly ke zlepšení současného stavu. Dále jsem se podrobněji ve své práci zaměřil na úpravy, které by vedly k řešení usazování hrubé frakce proplásku v práškovodech a tím i k zamezení vzniku problému s přímým foukáním. Poslední část práce je technicko-ekonomickým shrnutím navržených úprav.

## 2. Teplárna ČSA Karviná

Teplárna Československé armády, jak je patrné z nadpisu této úvodní kapitoly, se nachází nedaleko Ostravy ve městě Karviná, a je jednou ze dvou tamních provozovaných tepláren. Teplárna, která zajišťuje kromě výroby elektrické energie také zásobování města Karviná teplem, je provozována společností Dalkia Česká republika.

Původně bylo v této teplárně postaveno a následně provozováno 7 parních kotlů. Prvními postavenými a do provozu uvedenými spalovacími zařízeními byly kotle roštové s označením K3 a K4 v roce 1948 a 1949 o parním výkonu 50 t/h. Následovaly granulační kotle K1, K2 a K5 uvedené do provozu v letech 1952 a 1959, jejichž parní výkon byl vyšší a činil 75 t/h. V poslední fázi byly dostavěny další dva granulační kotle K6 a K7 v letech 1967 a 1969, jejichž parní výkon měl stejnou hodnotu jako předchozí granulační kotle, tedy 75 t/h.



*Obr. 2-1 Podoba Teplárny ČSA Karviná v 70. letech a v současnosti [1]*

V současné době jsou provozovány pouze 4 kotle, a to K1, K2, K6 a K7 s tím, že v následujícím období se předpokládá ukončení provozu kotle K2 a špičkový provoz pouze třech zbývajících kotlů.

V dalších částech práce se zabývám pouze granulačním kotlem K6 vyrobeným společností ČKD Praha.

V následující kapitole jsem uvedl technický popis kotle K6, souvisejících zařízení a základní technické parametry. Tyto informace jsem zpracoval na základě materiálů, které mi poskytla společnost Dalkia Česká republika a. s..

### **3. Kotel K6 a související zařízení Teplárny ČSA v Karviné**

#### **3.1 Technický popis kotle K6 a souvisejícího zařízení**

V případě řešeného kotle K6 se jedná o kotel práškový s granulačním ohništěm. Kotel je rozdělen do dvou tahů a využívá se zde systému s přirozenou cirkulací kotelní vody. Přirozená cirkulace značí, že je kotel vybaven kotlovým tělesem tzv. bubnem, na rozdíl od kotlů průtočných. V mém případě se jedná o jednobubnové provedení. Buben spojuje všechny celky tlakového systému.

Chlazení prvního tahu, tedy spalovací komory kotle, je zajištěno pomocí třech stěn chladicího registru a mezistěnou, jenž tvoří varný systém zařízení. Ze spodní části výše zmíněného bubnu jsou prostřednictvím dvojic zavodňovacích trubek o průměru 159, 194 a 219 mm zavodňovány várnice. S využitím nástavců jsou zavodňovací trubky přivařeny k bubnu. Dolní komory jsou zavodněny 12 trubkami o průměru 70 mm, které jsou ve spodní části bubnu zaválcovány.

Zaústění stoupacích trubek (várníků) je provedeno do komory, umístěné v horní části, která je spojena prostřednictvím spojovacích trubek s bubnem nebo rozvětveně přímo do bubnu. Zvolený poměr mezi průřezem zavodňovacích a stoupacích trubek je takový, aby byla zaručena cirkulace.

Přehřívák, sloužící k přehřátí páry na příslušnou teplotu, je v případě kotle K6 dělen do třech stupňů. První stupeň přehříváku se nachází v horní části druhého tahu a je proveden z vodorovných hadů. Řazení můžeme vzhledem k toku spalín označit jako protiproudé. Do vstupní komory prvního stupně vstupuje sytá pára z horní části bubnu prostřednictvím spojovacích trubek. Ze zmíněných hadů prvního stupně přehříváku je pára dále vedena do druhého stupně přehříváku visutého provedení, jenž je dělen na dvě části a řazen vzhledem k toku spalín jako souproudý. Následně pára z tohoto stupně vstupuje do komory, která je potrubím spojena s posledním třetím stupněm přehříváku. Umístění druhého i třetího stupně přehříváku je v prostoru přechodu spalín z prvního do druhého kotlového tahu v tzv. mezitahu. Vstříkové chlazení páry sloužící k regulaci přehřátí je zavedeno do spojovacího potrubí, vyvedeného mimo kotel. Poslední třetí stupeň přehříváku páry je visutého provedení a vzhledem k toku spalín je řazen jako protiproudý. Z výstupní komory třetího stupně přehříváku je pára dopravována spojovacími trubkami do sběrné výstupní komory.

Pára z výstupních komor provozovaných kotlů proudí do výstupního parovodu, který je opatřený hlavním parním uzávěrem a také pojišťovací armaturou. Parovody propojují jednotlivé kotle na společnou parní síť přes tzv. vysokotlaké rozdělovače páry. Parovod mého řešeného kotle K6 je napojen do vysokotlakého rozdělovače s označením VTRP-3a.



K regulaci teploty přehřáté páry se užívá vstřiku kondenzátu do výše uvedeného spojovacího potrubí, situovaného mezi výstupní komorou druhého a vstupní komorou třetího stupně přehříváku páry. Zchlazením syté páry ve dvou kondenzátorech umístěných na stropě kotle, získáváme potřebný kondenzát pro vstřik a následnou regulaci teploty přehřáté páry. Chladicím médiem pro zmíněné kondenzátory je napájecí voda, odvedená z prvního a následně přiváděná do druhého stupně ohříváku vody. Jelikož, jak jsem již popsal výše, se získává kondenzát ze syté páry, tedy z bubnu a následný regulační vstřik je v místě za druhým stupněm přehříváku páry, využívá se vzniklého tlakového spádu, s ohledem na výkon kotle, pro samoregulační účely.

V momentě, kdy by za provozu kotle nebylo možné zchladit přehřátou páru na požadované parametry, máme k dispozici tzv. pomocný zástřík. Armatura pomocného zástříku se nachází na výškové úrovni +7,5 m a potrubí je napojeno do místa před ruční a regulační armaturou vlastního zástříku. Pomocný zástřík pro kotel K6 a zároveň i pro kotel K7 je napojen na výtlak zástříkových čerpadel přes dvě armatury, do míst, za dnes již neprovozovaný kotel K5, rovněž na výškové úrovni +7,5 m. Provedení pomocného zástříku může být prostřednictvím kondenzátu z turbogenerátoru nebo případně prostřednictvím napájecí vody pod pracovním tlakem 4,5 až 6,5 MPa.

Ohřívák vzduchu, sloužící k ohřevu spalovacího vzduchu s využitím teploty spalin, je dvoustupňový trubkový (rekuperativní). Jednotlivé trubky ohříváku jsou zaválcovány do trubkovnic. Horní trubkovnice je dále opatřena trubkovými nástavci, které mají za úkol snížit oter trubek.

Spalovací komora je v případě kotle K6 obráceného provedení, což znamená, že spalování probíhá v její horní části. Spalovací komora kotle K6 je opatřena lehkou zazdívkou, na jejímž vnějším povrchu je umístěna tepelná izolace a těsnící demontovatelné oplechování. V jednotlivých rozích spalovací komory téměř pod stropem kotle je vždy umístěn jeden výkonový práškový hořák. Na každou z bočních stěn připadají dvě brýdové dýzy ve výškové úrovni +17,6 m a dvě dýzy pro dohořivací vzduch na výškové úrovni 12,3 m.

Pro najíždění kotle jsou v čelní stěně komory na výškové úrovni + 17,6 m nainstalované dva najížděcí a stabilizační plynové hořáky SAACKE o udávaném výkonu 5 MW. Palivem pro zmíněné plynové hořáky je zemní, případně degazační (důlní) plyn. K zajištění dostatečného množství plynu, slouží vnitřní plynový rozvod zemního plynu, vedoucí z vestavku a plynový rozvod důlního plynu od hlavního uzávěru situovaného na štítové stěně kotle K1. Ve zmíněném vestavku jsou umístěny také mimo jiné i regulační, bezpečnostní a uzavírací armatury společně s měřícím zařízením pro všechny instalované kotle.

K přípravě uhelného prášku je kotel vybaven dvěma trubnatými mlýny, které společně

s dalším příslušenstvím tvoří samostatné mlýnské okruhy.

Ze zásobníků surového uhlí je pomocí talířových podavačů přes deskové uzávěry palivo dopravováno do mlýnů. K regulaci množství přivedeného paliva slouží nastavení výšky dopravované vrstvy a také změna otáček talířových podavačů, což je z hlediska regulace přesnější. Dopravované palivo vstupuje do mlýnů vstupním hrdlem za současného proudění sušícího média. Je tedy zřejmé, že v trubnatých mlýnech pro kotel K6 dochází kromě mletí paliva také k jeho sušení. Sušícím médiem jsou spaliny.

Samotné mletí paliva probíhá na principu rotace bubny, která dále uvede do pohybu náplň mlýnů, tedy mlecí koule. Vzájemné vznikající nárazy mlecích koulí na pancíře drtí uhlí na jemný prášek.

Jemně namletý uhelný prášek je unášen nosným médiem do třídičů typu Raymond, kde dochází k odloučení nepomletých větších částí (hrubší frakce) a k jejich navrácení zpět do vstupního kolena mlýna. Proces odloučení hrubé frakce spočívá v ohybu proudu jemných částíček uhlí, ke kterému dochází během vynášení proudu proti nárazové desce. Vlivem setrvačných sil dojde k odloučení hrubých částic a k jejich zmíněnému návratu zpět do mlýnů.

Z třídičů směs pokračuje do mechanických odlučovačů (cyklonů), kde dochází k separaci uhelného prášku od nosného média (brýd). Děje se tak po tangenciálním vstupu směsi do horních částí válcových těles a po následném šroubovitém poklesu do spodních částí cyklonů. Část hrubé frakce prášku odpadne v proudu vlivem snížení rychlosti na vstupu do zmíněných válcových částí a zbylé části se odseparují v proudu působením odstředivé síly, jenž je tlačí ke stěně, a tím dochází v důsledku vzniklého tření, k poklesu jejich rychlosti. K separaci nejjemnější frakce dochází ve válcových vestavbách.

Vyseparované brýdy jsou dopravovány k dvojici brýdových hořáků, umístěných v boční stěně kotle, v oblasti hlavních výkonových hořáků a zbylý uhelný prášek je veden přes turnikety do zásobníků uhelného prášku.

K dopravě primární směsi k hořákům jsou využívány čtyři práškovody.

Provoz mlýnských okruhů kotle K6 není přímo závislý na výkonu kotle, což je charakteristické pro typy mlýnských okruhů s mezibunkrováním uhelného prášku.

Záchyt popílku vzniklého po spalovacím procesu zprostředkovávají mechanické odlučovače a následně zařazené tkaninové hadicové filtry.

Do následující podkapitoly jsem pro přehlednost zpracoval do tabulek některé již výše zmíněné informace doplněné o základní technické parametry kotle K6 a souvisejících zařízení respektive mlýnských okruhů a mlýnů.

### 3.2 Základní parametry kotle K6 a souvisejících zařízení

Parametry a hodnoty uvedené v této podkapitole vychází především z provozního předpisu pro kotel K6 v Teplárně ČSA Karviná [2]. Tyto hodnoty a parametry se mohou od skutečných aktuálních hodnot určitým způsobem lišit, ale jako základní údaje o provozovaném zařízení jsou postačující. Přesnější hodnoty pro některé parametry zařízení jsem uvedl v dalších kapitolách, ve kterých jsem se zabýval měřením na kotli K6 a následně pomocí těchto naměřených hodnot i výpočtem účinnosti.

Tabulka *Tab. 3-1* je shrnutím základních technických parametrů řešeného kotle K6.

ZÁKLADNÍ PROVOZNÍ PARAMETRY	
Jmenovitý parní výkon	75 t·h <sup>-1</sup>
Jmenovitý tepelný výkon	57 MW
Minimální parní výkon bez stabilizace	45 t·h <sup>-1</sup>
Minimální parní výkon při dodržení jmenovitých parametrů páry	35 t·h <sup>-1</sup>
Pracovní tlak přehřáté páry	3,95 MPa
Nejvyšší tlak přehřáté páry	4,15 MPa
Pracovní teplota přehřáté páry	450 (+10, -15) °C
Nejvyšší teplota přehřáté páry	460 °C
Pracovní teplota napájecí vody	105 – 140 °C
Teplota spalovacího vzduchu	80 – 200 °C
Účinnost kotle při jmenovitém výkonu	87 %

*Tab. 3-1 Základní provozní parametry kotle K6 [2]*

Další tabulka *Tab. 3-2* popisuje vodní obsahy, výše v textu uvedených, jednotlivých tlakových částí kotle K6.

VODNÍ OBSAHY TLAKOVÝCH ČÁSTÍ KOTLE	
Ohříváč vody	8 m <sup>3</sup>
Varný systém včetně plného kotelního bubnu	31,63 m <sup>3</sup>
Varný systém včetně kotelního bubnu na normální hladině	24,03 m <sup>3</sup>
Přehřívák páry	6,59 m <sup>3</sup>
Regulátor teploty páry	2,5 m <sup>3</sup>

*Tab. 3-2 Vodní obsahy tlakových částí kotle K6 [2]*

*Tab. 3-3* jsou popsány základní technické parametry pro najížděcí a stabilizační plynové hořáky SAACKE.

PLYNOVÉ HOŘÁKY	
Palivo	Zemní plyn, degazační plyn
Počet plynových hořáků pro kotel	2
Jmenovitý tepelný výkon každého hořáku	5 MW
Spotřeba ZP při jmenovitém výkonu 1 hořáku	cca 350 m <sup>3</sup> ·hod <sup>-1</sup>
Spotřeba DP při jmenovitém výkonu 1 hořáku	cca 850 m <sup>3</sup> ·hod <sup>-1</sup>
Regulační rozsah hořáku	10 – 100 %
Minimální přetlak ZP před hořákem	10 kPa
Minimální přetlak DP před hořákem	20 kPa
Maximální přetlak ZP před hořákem	51 kPa
Maximální přetlak DP před hořákem	50 kPa

*Tab. 3-3 Technické parametry najížděcích a stabilizačních plynových hořáků [2]*

Další tabulky *Tab. 3-4*, *Tab. 3-5*, *Tab. 3-6* a *Tab. 3-7* popisují parametry základního paliva, tedy černého uhlí, parametry stabilizačních a najížděcích plynů a napájecí vody.

PARAMETRY ZÁKLADNÍHO PALIVA - UHLÍ	
Druh uhlí	černý prach
Výhřevnost	cca 23 MJ·kg <sup>-1</sup>
Obsah vody	7 %
Celkový obsah síry	max. 1,5 %
Obsah prchavé síry	max. 1,3 %
Obsah popela v hlušině	25 %
Podíl prachových látek v hořlavině	min. 33 %

*Tab. 3-4 Parametry základního paliva [2]*

NAJÍŽDĚCÍ A STABILIZAČNÍ PALIVO – ZEMNÍ PLYN	
Kvalita plynu	dle ČSN 38 6110
Výhřevnost plynu	cca 34 MJ·kg <sup>-1</sup>
SLOŽENÍ PALIVA	
CH <sub>4</sub>	min. 85 %
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	max. 9,1 %
H <sub>2</sub>	max. 0,8 %
Inerty	max. 7 %
Hustota	0,75 kg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>
Dolní mez výbušnosti	min. 5 %
Horní mez výbušnosti	max. 15 %

*Tab. 3-5 Parametry zemního plynu [2]*

NAJÍŽDĚCÍ A STABILIZAČNÍ PALIVO – DEGAZAČNÍ PLYN	
Výhřevnost plynu	cca 20,3 MJ · m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>
SLOŽENÍ PLYNU (KOLÍSAVÉ)	
CH <sub>4</sub>	cca 54 %
C <sub>n</sub> H <sub>n</sub>	cca 0,8 %
O <sub>2</sub>	cca 5,4 %
CO <sub>2</sub>	cca 2,3 %
H <sub>2</sub>	cca 4 %
N <sub>2</sub>	cca 33,1 %
Dolní mez výbušnosti	min. 5 %
Horní mez výbušnosti	min. 15 %

Tab. 3-6 Parametry degazačního plynu [2]

NAPÁJECÍ VODA	
Tvrdost	max. 10 μval · l <sup>-1</sup>
Obsah kyslíku	max. 20 μval · l <sup>-1</sup>
Obsah mědi	max. 500 μval · l <sup>-1</sup>
Obsah železa	max. 100 μval · l <sup>-1</sup>
Měrná el. Vodivost při 25 °C	max. 200 μval · l <sup>-1</sup>
Manganistanové číslo	max. 5 mg O <sub>2</sub> · l <sup>-1</sup>
pH při 20 °C	min. 8,5

Tab. 3-7 Parametry napájecí vody [2]

Poslední dvě tabulky v této podkapitole Tab. 3-8 a Tab. 3-9 popisují základní informace týkající se mlecích okruhů a mlýnů, které jsou jejich součástí, pro kotel K6.

MLECÍ OKRUHY	
Počet mlýnských okruhů pro kotel	2
Jmenovitý výkon mlecího okruhu (množství uhelného prášku)	9,5 t · h <sup>-1</sup>
Jemnost mletí – zbytek na síť 0,09	max. 16 %
Počet zásobníků uhelného prášku pro kotel	2
Jednotkový objem zásobníku uhelného prášku	20,6 m <sup>3</sup>

Tab. 3-8 Technické parametry mlecího okruhu [2]

MLÝNY	
Typ mlýna	240/390 trubnatý
Výkon mlýna	9,5 t · h <sup>-1</sup>
Průměr bubnu	2400 mm
Délka bubnu	3900 mm
Otáčky	20 ot · min <sup>-1</sup>
Náplň	17 t

Tab. 3-9 Technické parametry mlýnů pro kotle K6 [2]

## **4. Měření na kotli K6 v Teplárně ČSA Karviná**

V této kapitole mé diplomové práce se zabývám uskutečněným měřením na kotli K6 a K7 v Teplárně ČSA v Karviné dne 26. 11. 2013 v rámci zkoušek účinnosti. Samotné měření jsem prováděl společně s akreditovanou měřicí skupinou z VŠB – TU Ostrava.

Kromě popisu měření, jsem zde uvedl také získané výstupní hodnoty. Tyto uvedené výstupní hodnoty mi dále sloužily jako vstupní parametry pro stechiometrický výpočet a pro výpočet účinnosti kotle K6.

### **4.1 Popis měření na kotli K6**

V rámci zkoušek účinnosti byla provedena kontrola seřízení spalovacího procesu, sledování parního výkonu kotle s cílem dosáhnout jmenovitého tepelného výkonu dle podmínek sítě centralizovaného zásobování teplem, měření plynných emisí CO, NO<sub>x</sub> a vztažného kyslíku, tři hodinové kontinuální měření s využitím nezávislých přístrojů a v neposlední řadě byly odebrány vzorky paliva, strusky a popílku určené pro následný prvkový rozbor.

V první fázi měření musela být nejprve zvolena vhodná měřicí místa, aby mohly být následně uplatněny metodiky pro měření hodnot všech potřebných veličin, na jejichž základě jsme schopni stanovit nepřímou metodou účinnost kotle.

#### **4.1.1 Měření koncentrace plynných emisí**

Měření koncentrace emisí oxidu uhelnatého CO, oxidů dusíku NO<sub>x</sub> a oxidu siřičitého SO<sub>2</sub> bylo prováděno v měřicím místě, zvoleném na výstupu z odlučovače za kouřovým ventilátorem kotle. Během tohoto měření plynných emisí na výstupu z kotle byla také snímána hodnota vztažného kyslíku.

#### **4.1.2 Odběr vzorků paliva, strusky a popílku**

Vzorky uhlí byly odebrány z dopravních tras vedoucích do mlýnů. V případě řešeného kotle K6 se jednalo konkrétně o odběr z talířových podavačů pro surové uhlí. S využitím následné kvartace došlo k vytvoření průměrných laboratorních vzorků s přibližnou hmotností okolo 5 kg.

Pro odběr strusky byla za odběrové místo zvolena výsypka drtičů před vstupem na dopravní pás.

Z hlediska odběru hrubého popílku se jednalo o odběr z komorového podavače dopravní trasy hrubého popílku na pravé straně kotle.

Zachycený popílek z látkových filtrů byl odebrán z míst, kde vede dopravní trasa popílku pod látkovými odlučovači

Následný prvkový rozbor, ke kterému výše popsané odebrané vzorky sloužily, byl proveden akreditovanou laboratoří AmplusServis v Ostravě – Třebovicích

#### **4.1.3 Stanovení popelové bilance**

Pro následný výpočet účinnosti bylo samozřejmě nutné stanovit popelovou bilanci pro kotel K6, tedy rozdělit zbytky po spalování na popel a úletový popílek. Toto rozdělení jsem stanovil dle normy ČSN 07 0302. Hodnota pro popel je 10% a pro popílek 90%.

#### **4.1.4 Měření teploty spalin**

Jednou ze zmíněných veličin potřebných pro následné stanovení účinnosti nepřímou metodou je teplota spalin. Teplota spalin byla měřena v kouřovodu situovaném za kotlem a to s ohledem na normu pro sítová měření. K měření teploty byly využity kalibrované plášťované termočlánky NiCr-Ni o průměru  $\phi$  3 mm. Tyto termočlánky byly vždy rovnoměrně po dvou umístěny na předem zvolené měřicí přímky v pravém a levém spalinovém kanálu na výstupu z kotle.

S využitím kompenzačního vedení byla měřená napětí svedena do měřicího systému od firmy National Instruments.

#### **4.1.5 Měření plynných složek spalin O<sub>2</sub> a CO na výstupu z kotle**

K měření bylo využito sítové metody, kdy do čtyř zvolených bodů průřezu vnitřního kouřovodu na levé i pravé straně byla umístěna odběrová sonda s připojeným vedením vzorku. Je třeba také uvést, že umístění sond bylo shodné s umístěním termočlánků pro výše zmíněné měření teploty spalin za vnitřními žaluziemi.

Sonda spolu se vzduchotěsným ventilátorem odsávala vzorek spalin přes odlučovač vlhkosti do odběrových vaků. Rychlost odběru spalin do odběrových vaků byla přibližně  $10 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Samotné stanovení koncentrace O<sub>2</sub> a CO ve vzorku spalin již bez tuhých nečistot bylo provedeno s využitím analyzátoru Servomex. Tento analyzátor pracuje na principu paramagnetických vlastností kyslíku a stanovení CO v infračervené oblasti spektra.

V rámci zjišťování koncentrace plynných složek spalin kyslíku a oxidu uhelnatého za kotlem K6 byla provedena celkem dvě měření.

## 4.2 Výsledky měření a rozboru paliva

Do této podkapitoly jsem uvedl naměřené veličiny a prvkový rozbor paliva vycházející z odebraných vzorků.

V tabulce *Tab. 4-1* jsou uvedeny hodnoty získané během měření koncentrace kyslíku O<sub>2</sub> a oxidu uhelnatého CO za kotlem K6 pro jednotlivé odběry a zvolená odběrová místa.

KONCENTRACE O <sub>2</sub> A CO ZA KOTLEM K6				
1. ODBĚR				
	1. MĚŘENÍ		2. MĚŘENÍ	
ODBĚROVÉ MÍSTO	KONCENTRACE O <sub>2</sub>	KONCENTRACE CO	KONCENTRACE O <sub>2</sub>	KONCENTRACE CO
A	11 %	44 ppm	10,8 %	45 ppm
B	10,7 %	43 ppm	10,2 %	54 ppm
C	13,1 %	36 ppm	12,8 %	98 ppm
D	12,3 %	80 ppm	12,3 %	77 ppm
PRŮMĚRNÉ HODNOTY ZA ODBĚR			O <sub>2</sub>	CO
			11,7 %	60 ppm
2. ODBĚR				
	1. MĚŘENÍ		2. MĚŘENÍ	
A	11,1 %	40 ppm	11,1 %	51 ppm
B	10,7 %	52 ppm	11,1 %	42 ppm
C	13,4 %	96 ppm	13,6 %	110 ppm
D	13,3 %	115 ppm	13,7 %	112 ppm
PRŮMĚRNÉ HODNOTY ZA ODBĚR			O <sub>2</sub>	CO
			12,3 %	77 ppm
3. ODBĚR				
	1. MĚŘENÍ		2. MĚŘENÍ	
A	11,2 %	45 ppm	11 %	39 ppm
B	10,6 %	48 ppm	10,8 %	49 ppm
C	12,8 %	84 ppm	13,2 %	98 ppm
D	13,4 %	120 ppm	13,3 %	101 ppm
PRŮMĚRNÉ HODNOTY ZA ODBĚR			O <sub>2</sub>	CO
			12 %	73 ppm
PRŮMĚRNÉ HODNOTY ZA CELÉ MĚŘENÍ			12 %	70 ppm

*Tab. 4-1 Koncentrace kyslíku a oxidu uhelnatého za kotlem K6*

Jako vstupní hodnoty pro následný výpočet jsem použil průměrné hodnoty za celé měření, uvedené v předchozí tabulce, tedy 12 % pro kyslík a 70 ppm pro CO.

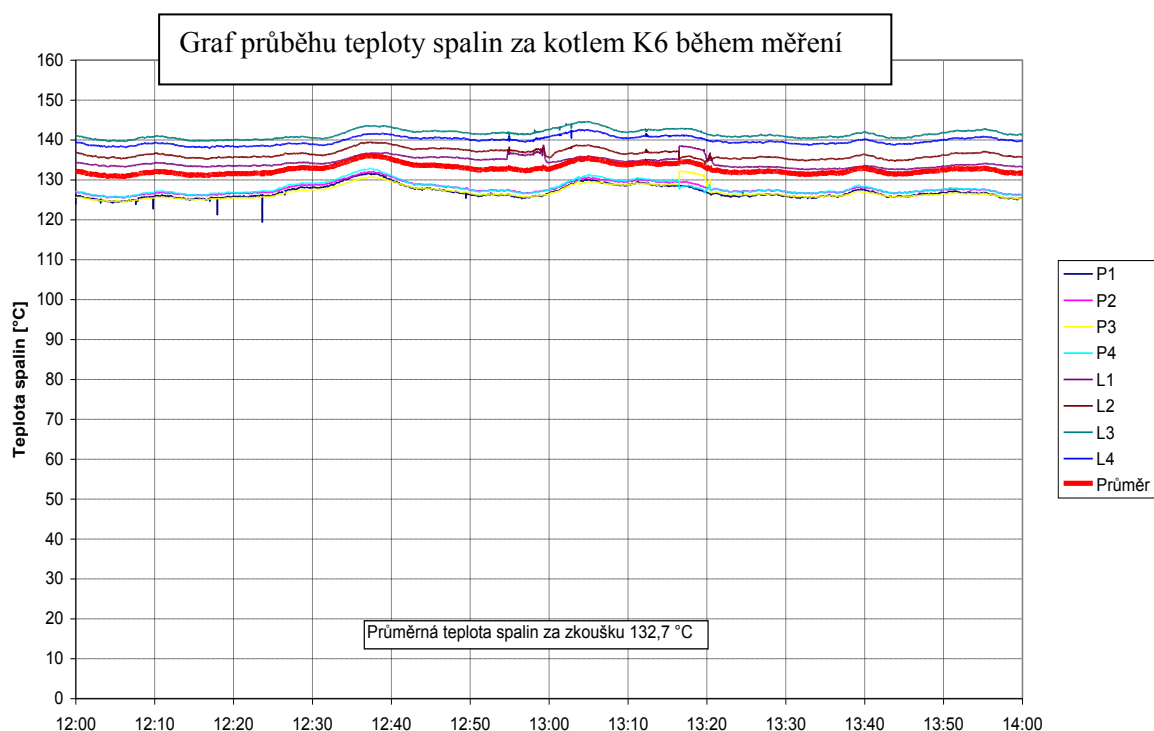


V následující tabulce *Tab. 4-2* jsou zpracovány třiceti minutové průměry koncentrací plyných emisí CO, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub> při 6 % obsahu referenčního kyslíku a vztažného kyslíku.

KONCENTRACE PLYNNÝCH EMISÍ A VZTAŽNÉHO KYSLÍKU NA VÝSTUPU Z KOTLE K6					
INTERVAL		KONCENTRACE O <sub>2</sub>	KONCENTRACE CO PŘI 6 % REF. KYSLÍKU	KONCENTRACE CO PŘI 6 % REF. KYSLÍKU	KONCENTRACE NO <sub>x</sub> PŘI 6 % REF. KYSLÍKU
11:30:01	12:00:00	13,37 %	167 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	417 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	978 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>
12:00:01	12:30:00	13,65 %	166 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	453 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	1045 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>
12:30:01	13:00:00	13,5 %	163 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	453 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	1016 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>
13:00:01	13:30:00	13,51 %	159 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	457 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>	982 mg·m <sub>N</sub> <sup>-3</sup>
<b>PRŮMĚRNÉ HODNOTY ZA CELÉ MĚŘENÍ</b>		<b>13,51 %</b>	<b>164 mg·m<sub>N</sub><sup>-3</sup></b>	<b>445 mg·m<sub>N</sub><sup>-3</sup></b>	<b>1005 mg·m<sub>N</sub><sup>-3</sup></b>

*Tab. 4-2 Koncentrace plyných emisí a vztažného kyslíku na výstupu z kotle K6*

Hodnoty získané v rámci měření teploty spalin za kotlem K6 ve zvolených měřicích bodech v levém a pravém spalinovém kanálu jsou uvedené v grafu Graf. 4-1.



*Graf. 4-1 Průběh teploty spalin za kotlem K6*

Z grafu vyplývá, že průměrná hodnota teploty spalin za kotlem K6 činí 132,7 °C. Tuto hodnotu jsem použil, jako jednu ze vstupních hodnot pro výpočet.

Poslední tabulka v této podkapitole *Tab. 4-3* popisuje složení základního paliva (černého uhlí), vycházející z prvkového rozboru.

<b>PRVKOVÝ ROZBOR ČERNÉHO UHLÍ</b>	
Obsah vody v surovém vzorku paliva	10,2 %
Obsah popela v surovém vzorku paliva	23,36 %
Obsah popela v bezvodném vzorku paliva	26,01 %
Spalné teplo v hořlavině	35,71 MJ·kg <sup>-1</sup>
Výhřevnost surového vzorku paliva	22,74 MJ·kg <sup>-1</sup>
Obsah prchavé hořlaviny	24,7 %
Obsah uhlíku v surovém vzorku paliva	59,428 %
Obsah uhlíku v hořlavině	89,448 %
Obsah vodíku v surovém vzorku paliva	3,379 %
Obsah vodíku v hořlavině	5,086 %
Obsah dusíku v surovém vzorku paliva	0,867 %
Obsah dusíku v hořlavině	1,306 %
Obsah síry v surovém vzorku paliva	0,34 %
Obsah síry v hořlavině	0,52 %
Obsah kyslíku v surovém vzorku paliva	2,421 %
Obsah kyslíku v hořlavině	3,645 %

*Tab. 4-3 Prvkový rozbor základního paliva (černého uhlí)*

Na základě hodnot získaných z měření, z následného rozboru odebraných vzorků a na základě známých provozních parametrů kotle K6 jsem v následujících kapitolách provedl výpočet podpůrných veličin, stanovení ztrát a účinnosti zařízení nepřímou metodou.

## 5. Výpočet dle normy ČSN 07 0302

Tato kapitola je, jak jsem již předeslal, věnována stanovení účinnosti nepřímou metodou kotle K6 dle normy ČSN 07 0302.

V úvodu kapitoly jsou uvedeny vstupní hodnoty, z kterých jsem při výpočtu vycházel, získané z měření a z provozních parametrů zařízení. Následují pomocné a stechiometrické výpočty a v konečné fázi také stanovení jednotlivých ztrát a účinnosti kotle K6.

Vybrané výsledky výpočtu jsem zpracoval v posledním bodě této kapitoly.

### 5.1 Vstupní údaje pro výpočet

Již výše zmíněné vstupní údaje pro výpočet jsem uvedl v *Tab. 5-1*.

VSTUPNÍ ÚDAJE PRO VÝPOČET	
Teplota páry	445,10 °C
Tlak páry	3,70 MPa
Množství páry	75,30 t·h <sup>-1</sup>
Teplota napájecí vody	107,2 °C
Tlak napájecí vody	5,47 MPa
Jmenovitý výkon kotle	57 MW
Srovnávací teplota vzduchu	20 °C
Naměřená teplota vzduchu	18 °C
Teplota spalin	132,7 °C
Obsah kyslíku O <sub>2</sub> ve spalinách za kotlem	12 %
Obsah oxidů dusíku CO <sub>2</sub> ve spalinách za kotlem	70 ppm
Nedopal – popel	0,98 %
Nedopal popílek	15,02 %
Zachycení popela	10 %
Zachycení popílku	90 %
Teplota popela	600 °C
Výhřevnost černého uhlí	22 740 kJ·kg <sup>-1</sup>
Obsah popela v surovém vzorku paliva	23,36 %
Obsah vody v surovém vzorku paliva	10,20 %
Obsah uhlíku v surovém vzorku paliva	59,428 %
Obsah vodíku v surovém vzorku paliva	3,379 %
Obsah síry v surovém vzorku paliva	0,34 %
Obsah dusíku v surovém vzorku paliva	0,867 %
Obsah kyslíku v surovém vzorku paliva	2,421 %

*Tab. 5-1 Vstupní údaje pro výpočet*

## 5.2 Výpočet dle ČSN 07 0302 – Stechiometrické a pomocné výpočty

Obecně platí, že pomocí stochiometrických výpočtů, zahrnutých v této části kapitoly, jsem schopen určit množství vzduchu potřebné pro spálení paliva a množství spalin, které při tomto spálení vzniknou.

Jednotkou pro vypočtené objemy je  $m_N^3$  na kg paliva, přičemž zmiňovaný  $m_N^3$  je vztažen na normální podmínky, které jsou definovány teplotou  $t_N=0\text{ }^\circ\text{C}$  a tlakem  $p_N=101\,325\text{ Pa}$ .

V následujících rovnicích pro určení minimálního (stechiometrického) objemu vzduchu a spalin jsem vycházel z předpokladu, že spalování je dokonalé.

### 5.2.1 Minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{V\text{Smin}} = \frac{22,39}{0,2095} \cdot \left( \frac{C^r}{12,011} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{\text{prch}}^r}{32,066} - \frac{O^r}{32,00} \right) [m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.1)$$

kde  $C^r$ ,  $H^r$ ,  $O^r$  jsou obsahy jednotlivých složek v surovém vzorku paliva [1]

$S_{\text{prch}}^r$  je hmotnostní podíl prchavé části síry v surovém stavu [1]

V mém případě, kdy je jako základního paliva využíváno černého uhlí (platí obecně pro uhlí), považuji za prchavou složku síry  $S_{\text{prch}}^r$  síru pyritickou a organickou. Vzhledem k tomu, že prchavé složky síry jsou v českém uhlí přibližně zastoupeny 95%, použil jsem při výpočtu celkový obsah síry v palivu (bez výraznější výpočetní odchylky).

$$V_{V\text{Smin}} = \frac{22,39}{0,2095} \cdot \left( \frac{0,59428}{12,011} + \frac{0,03379}{4,032} + \frac{0,0034}{32,066} - \frac{0,02421}{32,00} \right) = 6,1139 m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 5.2.2 Minimální objem suchých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva

$$V_{SS\text{min}} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C^r + \frac{21,89}{32,066} \cdot S^r + \frac{22,40}{28,016} \cdot N^r + 0,7905 \cdot V_{V\text{Smin}} [m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.2)$$

kde  $C^r$ ,  $S^r$ ,  $N^r$  jsou obsahy jednotlivých složek v surovém vzorku paliva [1]

$V_{V\text{Smin}}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva [ $m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$$\begin{aligned} V_{SS\text{min}} &= \frac{22,26}{12,011} \cdot 0,59428 + \frac{21,89}{32,066} \cdot 0,03379 + \frac{22,40}{28,016} \cdot 0,00867 + 0,7905 \cdot 6,1139 \\ &= 5,9644 m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

### 5.2.3 Minimální objem vodní páry ve spalínách při dokonalém spalování

$$V_{\text{SH}_2\text{Omin}} = 11,1111 \cdot H^r + 1,2433 \cdot W^r + (v - 1) \cdot V_{\text{VSmin}} \quad [\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.3)$$

kde  $V_{\text{VSmin}}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

$v$  je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $\text{m}_N^3$  suchého vzduchu  $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

$H^r$  je obsah vodíku v surovém vzorku paliva [1]

$W^r$  je obsah vody v surovém vzorku paliva [1]

Nejprve je však nutné stanovit součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $\text{m}_N^3$  suchého vzduchu. Ten jsem stanovil na základě následujícího vztahu (5.4) uvedeného v dalším bodě.

### 5.2.4 Součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 $\text{m}_N^3$ suchého vzduchu

$$v = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_b - \varphi \cdot p''} \quad [\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.4)$$

kde  $\varphi$  je relativní vlhkost vzduchu [1]

$p_b$  je barometrický tlak [MPa]

$p''$  je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu [MPa]

Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti  $p''$  při dané teplotě vzduchu  $t_v$  je možné zvolit z Tab. 5-2. Naměřená teplota vzduchu  $t_v=18^\circ\text{C}$  odpovídá tabulkové hodnotě  $20^\circ\text{C}$ .

TABULKA PARCIÁLNÍCH TLAKŮ PRO DANÉ TEPLITY					
$t_v [^\circ\text{C}]$	0	10	20	30	40
$p'' [\text{MPa}]$	0,000 610 8	0,001 227 7	0,002 336 8	0,004 241 6	0,007 374 2

Tab. 5-2 Hodnoty parciálních tlaků pro dané teploty [4]

Zvolená hodnota pro parciální tlak vodní páry na mezi sytosti je  $p''=0,002\,336\,8$  MPa.

V případě běžných klimatických podmínek, tedy při teplotě vzduchu  $t_v=20^\circ\text{C}$  odpovídá součinitel přibližně relativní vlhkosti  $\varphi=70\%$ . Pro výše uvedený výpočet jsem tedy zvolil relativní vlhkost  $\varphi=70\%$  respektive  $\varphi=0,7$ .

Pro barometrický tlak  $p_b$  je obecně známá hodnota  $0,101\,325$  MPa.

$$v = 1 + 0,70 \cdot \frac{0,0023368}{0,101325 - 0,70 \cdot 0,0023368} = 1,0164 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Dosazením součinitele vyjadřujícího podíl vodní páry připadající na 1 m<sub>N</sub><sup>3</sup> suchého vzduchu do rovnice (5.2) dostanu hodnotu pro minimální objem vodní páry ve spalínách při dokonalém spalování.

$$\begin{aligned} V_{\text{SH}_2\text{Omin}} &= 11,1111 \cdot 0,03379 + 1,2433 \cdot 0,1020 + (1,0164 - 1) \cdot 6,1139 = \\ &= 0,6025 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

### 5.2.5 Minimální objem vlhkých spalín při dokonalém spálení 1 kg paliva

$$V_{\text{SVmin}} = V_{\text{SSmin}} + V_{\text{SH}_2\text{Omin}} \quad [\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.5)$$

kde  $V_{\text{SSmin}}$  je minimální objem suchých spalín při dokonalém spálení 1 kg paliva [m<sub>N</sub><sup>3</sup>·kg<sup>-1</sup>]

$V_{\text{SH}_2\text{Omin}}$  je minimální objem vodní páry ve spalínách vzniklý při dokonalém spalování [m<sub>N</sub><sup>3</sup>·kg<sup>-1</sup>]

$$V_{\text{SVmin}} = 5,9644 + 0,6025 = 6,5669 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Následuje výpočet jednotlivých složek stechiometrických objemů pro dokonalé spalování.

### 5.2.6 Objem oxidu uhličitého CO<sub>2</sub> ve spalovacím vzduchu

$$V_{\text{CO}_2} = 0,0003 \cdot V_{\text{SVmin}} \quad [\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.6)$$

kde  $V_{\text{SVmin}}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva [m<sub>N</sub><sup>3</sup>·kg<sup>-1</sup>]

$$V_{\text{CO}_2} = 0,0003 \cdot 6,1139 = 0,001342 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 5.2.7 Objem oxidu uhličitého CO<sub>2</sub> vztažený na 1 kg paliva

$$V_{\text{SCO}_2} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C^r \quad [\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.7)$$

kde  $C^r$  je obsah uhlíku v surovém vzorku paliva [1]

$$V_{\text{SCO}_2} = \frac{22,26}{12,011} \cdot 0,59428 = 1,1013 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 5.2.8 Objem dusíku N ve spalovacím vzduchu

$$V_{VN_2} = 0,7809 \cdot V_{VSmin} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.8)$$

kde  $V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$$V_{VN_2} = 0,7809 \cdot 6,1139 = 4,7743 \quad m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

### 5.2.9 Objem dusíku N vztažený na 1 kg paliva

$$V_{SN_2} = \frac{22,40}{28,016} \cdot N^r \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.9)$$

kde  $N^r$  je obsah dusíku v surovém vzorku paliva [1]

$$V_{SN_2} = \frac{22,40}{28,016} \cdot 0,00867 = 0,006932 \quad m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

### 5.2.10 Objem argonu Ar zahrnující i další vzácné plyny ze vzduchu

$$V_{VAr} = 0,0093 \cdot V_{VSmin} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.10)$$

kde  $V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$$V_{VAr} = 0,0093 \cdot 6,1139 = 0,05686 \quad m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

### 5.2.11 Objem oxidu siřičitého SO<sub>2</sub> vztažený na 1 kg paliva

$$V_{SSO_2} = \frac{21,89}{32,066} \cdot S^r \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.11)$$

kde  $S^r$  je obsah síry v surovém palivu [1]

$$V_{SSO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0034 = 0,002321 \quad m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

Vypočtené složky stechiometrických objemů jsem určoval za předpokladu dokonalého spalování, pro nedokonalé spalování dále platí vztahy:

### 5.2.12 Objem oxidu uhelnatého CO pro nedokonalé spalování

$$V_{SCO} = \frac{22,41}{12,011} \cdot C^r \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.12)$$

kde  $C^r$  je obsah uhlíku v surovém palivu [1]

$$V_{SCO} = \frac{22,41}{12,011} \cdot 0,59428 = 1,1088 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 5.2.13 Objem kyslíku $O_2$ pro nedokonalé spalování

$$V_{O_2}(C) = \frac{22,39}{12,011} \cdot C^r \text{ [m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.13)$$

kde  $C^r$  je obsah uhlíku v surovém palivu [1]

$$V_{O_2}(C) = \frac{22,39}{12,011} \cdot 0,59428 = 1,1078 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Obecně pro spalování ve spalovacím zařízení, kterým je v mém případě granulární práškový kotel platí, že je zapotřebí spalovat s větším množstvím vzduchu, než jakým je teoreticky vypočtený objem. Skutečný objem vzduchu přivedeného do spalovacího zařízení je dán tzv. součinitelem přebytku vzduchu. Pro tento součinitel přebytku vzduchu platí následující vztah (5.14):

$$\alpha = \frac{V_V}{V_{Vmin}} = \frac{V_{VS}}{V_{VSmin}} \text{ [1]} \quad (5.14)$$

Avšak ani toto zvýšení množství vzduchu nezaručuje dokonalé vyhoření paliva.

Z tohoto hlediska jsem pro další výpočet dle ustanovení v normě předpokládal následující:

- $b \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$  podíl uhlíku neshoří vůbec a odchází společně s tuhými zbytky z kotle
- $a_1 \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$  podíl uhlíku shoří nedokonale na plynnou složku CO

V následujících krocích jsem se zabýval výpočtem základních parametrů spalin při tzv. nedokonalém spalování. Tyto základní parametry slouží k posouzení kvality spalovacího procesu respektive k posouzení, jak moc jsem vzdálen od procesu dokonalého spalování.

### 5.2.14 Podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází z kotle s tuhými zbytky

$$b = \frac{A^r}{C^r} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{C_i X_i}{1 - C_i} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.15)$$

kde  $A^r$  je obsah popela v původním vzorku paliva [1]

$C^r$  je podíl uhlíku v surovém palivu [1]



$C_i$  vyjadřuje obsah uhlíku v příslušném tuhém zbytku [1]

$X_i$  vyjadřuje zachycení příslušného tuhého zbytku [1]

V mém případě jsem počítal s nedopalem a zachycením popílku a strusky, jako tuhých zbytků. Jejich hodnoty jsou uvedeny v *Tab 5-1*.

$$b = \frac{0,2336}{0,59428} \cdot \left( \frac{0,0098 \cdot 0,10}{1 - 0,0098} + \frac{0,1502 \cdot 0,90}{1 - 0,1502} \right) = 0,0629 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Následoval výpočet dalších dvou parametrů spalin pro nedokonalé spalování, tedy výpočet podílu uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO a součinitele přebytku vzduchu.

V normě ČSN 07 0302 jsou k dispozici dvě možnosti výpočtu s ohledem na známé hodnoty.

Vzhledem ke znalosti objemového podílu kyslíku  $\omega_{O_2}$  a oxidu uhelnatého  $\omega_{CO}$  ve spalinách, jsem pro výpočet podílu uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku oxidu uhelnatého CO a součinitele přebytku vzduchu, použil následující vztahy:

#### 5.2.15 Podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO

$$a_1 = \frac{R7 \cdot \omega_{CO}}{R1 \cdot \omega_{O_2} + R2 \cdot \omega_{CO} + R3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.16)$$

kde  $\omega_{CO}$  je objemový podíl oxidu uhelnatého ve spalinách [1]

$\omega_{O_2}$  je objemový podíl kyslíku ve spalinách [1]

R1, R3 a R7 jsou pomocné konstanty stechiometrických objemů [1]

#### 5.2.16 Součinitel přebytku vzduchu

$$\alpha = \frac{R4 \cdot \omega_{O_2} + R5 \cdot \omega_{CO} + R6}{R1 \cdot \omega_{O_2} + R2 \cdot \omega_{CO} + R3} \text{ [1]} \quad (5.17)$$

kde  $\omega_{CO}$  je objemový podíl oxidu uhelnatého ve spalinách [1]

$\omega_{O_2}$  je objemový podíl kyslíku ve spalinách [1]

R1- R6 jsou pomocné konstanty stechiometrických objemů [1]

Jelikož, jsem neznal pomocné konstanty stechiometrických objemů, musel jsem je v následujícím kroku vypočítat ze vzorců (5.18), abych byl schopen zpětně dopočítat

hodnoty pro podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO a součinitele přebytku vzduchu.

### 5.2.17 Pomocné konstanty stechiometrických objemů

$$R1 = -V_{VSmin} \cdot V_{SCO} \quad [1]$$

$$R2 = V_{VSmin} \cdot (0,5 \cdot V_{O_2}(C) - 0,2095 \cdot V_2) \quad [1]$$

$$R3 = 0,2095 \cdot V_{VSmin} \cdot V_{SCO} \quad [1]$$

$$R4 = V_{SCO} \cdot (V_1 + b \cdot V_3) \quad [1] \quad (5.18)$$

$$R5 = V_2 \cdot (b \cdot V_{O_2}(C) - 0,2095 \cdot V_{VSmin}) \quad [1]$$

$$R6 = V_{SCO} \cdot (0,2095 \cdot V_{VSmin} - b \cdot V_{O_2}(C)) \quad [1]$$

$$R7 = V_{VSmin} \cdot (0,2095 \cdot (V_1 + b \cdot V_3) + 0,2095 \cdot V_{VSmin} - b \cdot V_{O_2}(C)) \quad [1]$$

kde  $V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva [ $m^3_N \cdot kg^{-1}$ ]

$V_{SCO}$  je objem oxidu uhelnatého pro nedokonalé spalování [ $m^3_N \cdot kg^{-1}$ ]

$V_{O_2}(C)$  je objem kyslíku pro nedokonalé spalování [ $m^3_N \cdot kg^{-1}$ ]

$b$  je podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází spolu s tuhými zbytky z kotle [ $kg \cdot kg^{-1}$ ]

$V_1 - V_3$  jsou pomocné hodnoty objemů spalin [ $m^3_N \cdot kg^{-1}$ ]

Pomocné hodnoty objemů spalin jsem určil z následujících vztahů:

### 5.2.18 Pomocné hodnoty objemů spalin

$$V_1 = V_{SSmin} - V_{VSmin} \quad [m^3_N \cdot kg^{-1}] \quad (5.19)$$

kde  $V_{SSmin}$  je minimální objem suchých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva [ $m^3_N \cdot kg^{-1}$ ]

$V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva [ $m^3_N \cdot kg^{-1}$ ]

$$V_1 = 5,9644 - 6,1139 = -0,1495 \, m^3_N \cdot kg^{-1}$$

$$V_2 = V_{\text{SCO}} + 0,5 \cdot V_{\text{O}_2}(\text{C}) - V_{\text{SCO}_2} [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.20)$$

kde  $V_{\text{SCO}}$  je objem oxidu uhelnatého pro nedokonalé spalování  $[\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

$V_{\text{O}_2}(\text{C})$  je objem kyslíku pro nedokonalé spalování  $[\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

$V_{\text{SCO}_2}$  je objem oxidu uhličitého vztažený na 1 kg paliva  $[\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

$$V_2 = 1,1088 + 0,5 \cdot 1,1078 - 1,1013 = -0,5614 \text{ m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_3 = V_{\text{O}_2}(\text{C}) - V_{\text{SCO}_2} [\text{m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.21)$$

$$V_3 = 1,1078 - 1,1013 = 0,0065 \text{ m}_\text{N}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

V tomto okamžiku jsem byl schopen vypočítat pomocné konstanty stechiometrických objemů ze vztahu (5.18).

$$R1 = -6,1139 \cdot 1,1088 = -6,779$$

$$R2 = 6,1139 \cdot (0,5 \cdot 1,1078 - 0,2095 \cdot 0,5614) = 2,6674$$

$$R3 = 0,2095 \cdot 6,1139 \cdot 1,1088 = 1,4202$$

$$R4 = 1,1088 \cdot (-0,1495 + 0,00629 \cdot 0,0065) = -0,1653$$

$$R5 = 0,5614 \cdot (0,0629 \cdot 1,1078 - 0,2095 \cdot 6,1139) - 0,5 \cdot 1,1078 \cdot (-0,1495 + 0,00629 \cdot 0,0065) = -0,5974$$

$$R6 = 1,1088 \cdot (0,2095 \cdot 6,1139 - 0,0629 \cdot 1,1078) = 1,3429$$

$$R7 = 6,1139 \cdot (0,2095 \cdot (-0,1495 + 0,00629 \cdot 0,0065) + 0,2095 \cdot 6,1139 - 0,0629) \cdot 1,1078 = 7,2141$$

Nyní mám všechny potřebné hodnoty pro stanovení podílu uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO a součinitele přebytku vzduchu ze vztahu (5.16) a (5.17).

$$a_1 = \frac{7,2141 \cdot 70 \cdot 10^{-6}}{-6,779 \cdot 0,12 + 2,6674 \cdot 70 \cdot 10^{-6} + 1,4202} = 0,000832 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\alpha = \frac{-0,1653 \cdot 0,12 + (-0,5974 \cdot 70 \cdot 10^{-6}) + 1,3429}{-6,779 \cdot 0,12 + 2,6674 \cdot 70 \cdot 10^{-6} + 1,4202} = 2,179$$

Na základě vypočtené hodnoty součinitele přebytku vzduchu jsem dále schopen stanovit skutečný objem suchého vzduchu.

### 5.2.19 Skutečný objem suchého vzduchu

$$V_{VS} = \alpha \cdot V_{VSmin} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.22)$$

kde  $\alpha$  je součinitel přebytku vzduchu [1]

$V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$$V_{VS} = 2,179 \cdot 6,1139 = 13,322 \, m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

Vztahy (5.23) a (5.24) v následujících podkapitolách slouží pro výpočet skutečného objem suchých a vlhkých spalin.

### 5.2.20 Skutečný objem suchých spalin v místě na výstupu z kotle

$$V_{SS} = V_{SSmin} + a_1 \cdot (V_{SCO} + 0,5 \cdot V_{O_2}(C) - V_{SCO_2}) + b \cdot (V_{O_2}(C) - V_{SCO_2}) + (\alpha - 1) \cdot V_{VSmin} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.23)$$

kde  $V_{SSmin}$  je minimální objem suchých spalin při dokonalém spálení 1 kg paliva  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$V_{SCO}$  je objem oxidu uhelnatého pro nedokonalé spalování  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$a_1$  je podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO  $[kg \cdot kg^{-1}]$

$V_{O_2}(C)$  je objem kyslíku  $O_2$  pro nedokonalé spalování  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$V_{SCO_2}$  je objem oxidu uhličitého  $CO_2$  vztažený na 1 kg paliva  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$b$  je podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází z kotle s tuhými zbytky  $[kg \cdot kg^{-1}]$

$V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$

$$V_{SS} = 5,9644 + 0,000832 \cdot (1,1088 + 0,5 \cdot 1,1078 - 1,1013) + 0,0629 \cdot (1,1078 - 1,1013) + (2,179 - 1) \cdot 6,1139 = 13,174 \, m_N^3 \cdot kg^{-1}$$

### 5.2.21 Skutečný objem vlhkých spalin

$$V_S = V_{SS} + V_{SH_2O} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.24)$$

kde  $V_{SS}$  je skutečný objem suchých spalin v místě na výstupu z kotle [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{SH}_2\text{O}}$  je skutečný obsah vodní páry ve spalinách [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

Nejprve jsem musel stanovit skutečný obsah vodní páry ve spalinách ze vztahu (5.25), uvedeného v další bodu výpočtu.

### 5.2.22 Skutečný obsah vodní páry ve spalinách

$$V_{\text{SH}_2\text{O}} = V_{\text{SH}_2\text{Omin}} + (v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{\text{VSmin}} \quad [\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.25)$$

kde  $V_{\text{SH}_2\text{Omin}}$  je stechiometrický objem vodní páry ve spalinách [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$v$  je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $\text{m}^3_{\text{N}}$  suchého vzduchu [1]

$\alpha$  je součinitel přebytku vzduchu [1]

$V_{\text{VSmin}}$  je minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$$V_{\text{SH}_2\text{O}} = 0,6025 + (1,0164 - 1) \cdot (2,179 - 1) \cdot 6,1139 = 0,7207 \text{ m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Na základě znalosti skutečného obsahu vodní páry ve spalinách, jsem zpětně stanovil skutečný objem vlhkých spalin podle vztahu (5.24).

$$V_S = 13,174 + 0,7207 = 13,8947 \text{ m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Poslední veličinou, kterou bylo třeba v této části výpočtu stanovit, byla střední měrná tepelná kapacita spalin. Jedná se o veličinu, bez které bych nebyl schopen následně vypočítat ztrátu fyzickým teplem spalin (komínovou) a tedy i následně účinnosti kotle, čemuž se věnuji v druhé části této výpočtové kapitoly.

### 5.2.23 Střední měrná tepelná kapacita spalin

Střední měrná tepelná kapacita spalin při teplotě  $t$  je obecně dána vzorcem:

$$\bar{c}_s(t) = \frac{\left( A \cdot (t + 273) + B + \frac{C}{t + 273} \right)}{V_S} \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^3_{\text{N}}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.26)$$

kde  $t$  je teplota spalin [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$A$ ,  $B$  a  $C$  jsou výpočetní konstanty [1]

$V_S$  je skutečný objem vlhkých spalin

Abych byl schopen stanovit střední měrnou tepelnou kapacitu, musel jsem napřed vypočítat hodnoty konstant A, B a C.

#### 5.2.24 Konstanty pro výpočet střední měrné tepelné kapacity

Dle normy lze pro známý součinitel přebytku vzduchu konstanty A, B a C vyjádřit následujícími vztahy:

$$A = A_0 + \alpha \cdot A_\alpha \quad [1]$$

$$B = B_0 + \alpha \cdot B_\alpha \quad [1] \quad (5.27)$$

$$C = C_0 + \alpha \cdot C_\alpha \quad [1]$$

V případě, kdy znám složení spalín, můžu dále konstanty rozepsat způsobem uvedeným ve vzorcích (5.28), (5.29), (5.30) a (5.31).

$$A_0 = [(1 - a_1 - a_2 - b) \cdot V_{\text{SCO}_2} + V_{\text{VCO}_2}] \cdot A1 + V_{\text{SSO}_2} \cdot A2 + (V_{\text{SN}_2} + V_{\text{VN}_2}) \cdot A3 + V_{\text{VAr}} \cdot A4 + V_{\text{SH}_2\text{O}} \cdot A5 - V_{\text{VSmin}} \cdot (A6 + (v - 1) \cdot A5) + (0,5 \cdot a_1 + b) \cdot V_{\text{O}_2}(\text{C}) \cdot A8 + a_1 \cdot V_{\text{SCO}} \cdot A9 + a_2 \cdot (V_{\text{O}_2}(\text{CH}_4) \cdot A8 + V_{\text{SCH}_4} \cdot A10) \quad [1]$$

$$B_0 = [(1 - a_1 - a_2 - b) \cdot V_{\text{SCO}_2} + V_{\text{VCO}_2}] \cdot B1 + V_{\text{SSO}_2} \cdot B2 + (V_{\text{SN}_2} + V_{\text{VN}_2}) \cdot B3 + V_{\text{VAr}} \cdot B4 + V_{\text{SH}_2\text{O}} \cdot B5 - V_{\text{VSmin}} \cdot (B6 + (v - 1) \cdot B5) + (0,5 \cdot a_1 + b) \cdot V_{\text{O}_2}(\text{C}) \cdot B8 + a_1 \cdot V_{\text{SCO}} \cdot B9 + a_2 \cdot (V_{\text{O}_2}(\text{CH}_4) \cdot B8 + V_{\text{SCH}_4} \cdot B10) \quad [1] \quad (5.28)$$

$$C_0 = [(1 - a_1 - a_2 - b) \cdot V_{\text{SCO}_2} + V_{\text{VCO}_2}] \cdot C1 + V_{\text{SSO}_2} \cdot C2 + (V_{\text{SN}_2} + V_{\text{VN}_2}) \cdot C3 + V_{\text{VAr}} \cdot C4 + V_{\text{SH}_2\text{O}} \cdot C5 - V_{\text{VSmin}} \cdot (C6 + (v - 1) \cdot C5) + (0,5 \cdot a_1 + b) \cdot V_{\text{O}_2}(\text{C}) \cdot C8 + a_1 \cdot V_{\text{SCO}} \cdot C9 + a_2 \cdot (V_{\text{O}_2}(\text{CH}_4) \cdot C8 + V_{\text{SCH}_4} \cdot C10) \quad [1]$$

kde  $a_1$  je podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$a_2$  je podíl nespáleného metanu CH<sub>4</sub> [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$b$  je podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází z kotle s tuhými zbytky [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{SCO}_2}$  je objem oxidu uhličitého CO<sub>2</sub> vztažený na 1 kg paliva [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{VCO}_2}$  je objem oxidu uhličitého CO<sub>2</sub> ve spalovacím vzduchu [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

A1 – A10, B1 – B10, C1 – C10 jsou koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu [1]

$V_{\text{SO}_2}$  je objem oxidu siřičitého  $\text{SO}_2$  vztažený na 1 kg paliva [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{N}_2}$  je objem dusíku N vztažený na 1 kg paliva [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{N}_2}$  je objem dusíku N ve spalovacím vzduchu [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{VAr}}$  je objem argonu Ar zahrnující i další vzácné plyny ze vzduchu [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{SH}_2\text{O}}$  je skutečné množství vodní páry [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{Vmin}}$  je minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$\nu$  je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $\text{m}^3_{\text{N}}$  suchého vzduchu [1]

$V_{\text{O}_2}(\text{C})$  je objem kyslíku  $\text{O}_2$  pro nedokonalé spalování [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{SCO}}$  je objem oxidu uhelnatého CO pro nedokonalé spalování [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{O}_2}(\text{CH}_4)$  je objem kyslíku  $\text{O}_2$  pro nedokonalé spalování plyných paliv [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{\text{SCH}_4}$  je objem metanu  $\text{CH}_4$  pro nedokonalé spalování [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

Vzhledem k tomu, že v kotli K6 se spaluje pevné palivo, bude podíl nespáleného metanu  $a_2$ , objem kyslíku pro nedokonalé spalování plyných paliv  $V_{\text{O}_2}(\text{CH}_4)$  a objem metanu pro nedokonalé spalování  $V_{\text{SCH}_4}$  mít nulovou hodnotu.

Hodnoty koeficientů pro vybrané plyny a suchý vzduch A1 – A10, B1 – B10 a C1 – C10 jsou uvedeny v následující tabulce Tab. 5-3.

KOEFIČIENTY VYBRANÝCH PLYNŮ A SUCHÉHO VZDUCHU				
	Složka	A (I)	B (I)	C (I)
1	$\text{CO}_2$	$4,164716 \cdot 10^{-4}$	1,789756	-77,301592
2	$\text{SO}_2$	$2,578208 \cdot 10^{-4}$	2,028744	-87,341506
3	$\text{N}_2$	$1,324242 \cdot 10^{-4}$	1,219579	12,392970
4	Ar	$-0,001547 \cdot 10^{-4}$	0,927920	0,940106
5	$\text{H}_2\text{O}$	$2,939415 \cdot 10^{-4}$	1,325136	23,236609
6	Suchý vzduch	$1,538565 \cdot 10^{-4}$	1,208695	12,885736
8	$\text{O}_2$	$1,745297 \cdot 10^{-4}$	1,267865	-2,515435
9	CO	$1,707545 \cdot 10^{-4}$	1,190457	17,506083
10	$\text{CH}_4$	$17,128900 \cdot 10^{-4}$	1,526394	-123,755162

Tab. 5-3 Koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu [3]

$$\begin{aligned}
A_0 = & [(1 - 0,000832 - 0 - 0,0629) \cdot 1,1013 + 0,0018342] \cdot 4,164716 \cdot 10^{-4} \\
& + 0,002321 \cdot 2,578208 \cdot 10^{-4} + (0,006932 + 4,7743) \cdot 1,324242 \cdot 10^{-4} + 0,05686 \\
& \cdot (-0,001547 \cdot 10^{-4}) + 0,7207 \cdot 2,939415 \cdot 10^{-4} - 6,1139 \cdot (1,538565 \cdot 10^{-4} + \\
& 1,0164 - 1 \cdot 2,939415 \cdot 10^{-4} + 0,5 \cdot 0,000832 + 0,0629 \cdot 1,1078 \cdot 1,745297 \cdot \\
& 10^{-4} + 0,000832 \cdot 1,1088 \cdot 1,707545 \cdot 10^{-4} + 0 = 0,000318
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
B_0 = & [(1 - 0,000832 - 0 - 0,0629) \cdot 1,1013 + 0,0018342] \cdot 1,789756 + 0,002321 \\
& \cdot 2,02874 + (0,006932 + 4,7743) \cdot 1,219579 + 0,05686 \cdot 0,927920 + 0,7207 \\
& \cdot 1,325136 - 6,1139 \cdot (1,208695 + (1,0164 - 1) \cdot 1,325136) + (0,5 \cdot 0,000832 + \\
& 0,0629 \cdot 1,1078 \cdot 1,267865 + 0,000832 \cdot 1,1088 \cdot 1,190457 + 0 = 1,2596
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_0 = & [(1 - 0,000832 - 0 - 0,0629) \cdot 1,1013 + 0,0018342] \cdot (-77,30159) + 0,002321 \\
& \cdot (-87,34150) + (0,006932 + 4,7743) \cdot 12,392970 + 0,05686 \cdot 0,940106 + 0,7207 \\
& \cdot 23,236609 - 6,1139 \cdot (12,885736 + (1,0164 - 1) \cdot 23,236609) + (0,5 \cdot 0,000832 + \\
& 0,0629 \cdot 1,1078 \cdot -2,515435 + 0,000832 \cdot 1,1088 \cdot 17,506083 + 0 = -85,2693
\end{aligned}$$

$$A_\alpha = V_{VSmin} \cdot (A_6 + (v - 1) \cdot A_5) \quad [1] \quad (5.29)$$

kde  $V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m^3_N \cdot kg^{-1}]$

$A_6$  a  $A_5$  jsou koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu [1]

$v$  je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $m^3_N$  suchého vzduchu [1]

$$A_\alpha = 6,1139 \cdot (1,538565 \cdot 10^{-4} + (1,0164 - 1) \cdot 2,939415 \cdot 10^{-4}) = 0,000971$$

$$B_\alpha = V_{VSmin} \cdot (B_6 + (v - 1) \cdot B_5) \quad [1] \quad (5.30)$$

kde  $V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m^3_N \cdot kg^{-1}]$

$B_6$  a  $B_5$  jsou koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu [1]

$v$  je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $m^3_N$  suchého vzduchu [1]



$$B_{\alpha} = 6,1139 \cdot (1,208695 + (1,0164 - 1) \cdot 1,325136) = 7,5227$$

$$C_{\alpha} = V_{VSmin} \cdot (C6 + (v - 1) \cdot C5) \quad [1] \quad (5.31)$$

kde  $V_{VSmin}$  je minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva  $[m^3_N \cdot kg^{-1}]$

$C6$  a  $C5$  jsou koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu  $[1]$

$v$  je součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1  $m^3_N$  suchého vzduchu  $[1]$

$$C_{\alpha} = 6,1139 \cdot (12,885736 + (1,0164 - 1) \cdot 23,236609) = 81,112$$

Dosazením do vzorce (5.27) jsem získal hodnoty koeficientů pro výpočet střední měrné tepelné kapacity.

$$A = 0,000318 + 2,179 \cdot 0,000971 = 0,002432$$

$$B = 1,2596 + 2,179 \cdot 7,5227 = 17,6516$$

$$C = -85,2693 + 2,179 \cdot 81,112 = 91,4737$$

Na základě znalosti výpočetních konstant jsem schopen stanovit střední měrnou tepelnou kapacitu spalín.

Avšak norma předepisuje, že pro výpočet ztráty fyzickým teplem spalín je třeba použít integrální hodnotu střední měrné tepelné kapacity spalín v intervalu teplot spalín za kotlem  $t_k$  a vztažné teploty respektive srovnávací teploty vzduchu  $t_0$ . Hodnoty teplot  $t_k=132,7 \text{ } ^\circ\text{C}$  a  $t_0=20 \text{ } ^\circ$ , jsou uvedeny v tabulce *Tab. 5-1* se vstupními údaji.

Nejprve jsem tedy aplikoval zmíněné dvě teploty do obecného vzorce pro střední měrnou tepelnou kapacitu spalín (5.26) a následně jsem vypočítal jejich integrální hodnotu.

#### 5.2.25 Střední měrná tepelná kapacita spalín pro teplotu $t_k$

$$\bar{c}_s(t_k) = \frac{\left( A \cdot (t_k + 273) + B + \frac{C}{t_k + 273} \right)}{V_s} \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (5.32)$$

kde  $t_k$  je teplota spalín za kotlem  $[^\circ\text{C}]$

$A$ ,  $B$  a  $C$  jsou výpočetní konstanty  $[1]$

$V_s$  je skutečný objem vlhkých spalín

$$\bar{c}_S(t_k) = \frac{\left(0,002432 \cdot (132,7 + 273) + 17,651 + \frac{91,4737}{132,7 + 273}\right)}{13,8947} = 1,358 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 5.2.26 Střední měrná tepelná kapacita spalin pro teplotu $t_0$

$$\bar{c}_S(t_0) = \frac{\left(A \cdot (t_k + 273) + B + \frac{C}{t_k + 273}\right)}{V_S} \text{ [kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.33)$$

kde  $t_0$  je srovnávací teplota vzduchu [ $^{\circ}\text{C}$ ]

A, B a C jsou výpočetní konstanty [1]

$V_S$  je skutečný objem vlhkých spalin

$$\bar{c}_S(t_0) = \frac{\left(0,002432 \cdot (20 + 273) + 17,6516 + \frac{91,4737}{20 + 273}\right)}{13,8947} = 1,344 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 5.2.27 Integrální hodnota střední měrné tepelné kapacity spalin

$$\bar{c}_S = \frac{\bar{c}_S(t_k) \cdot (t_k + 273) - \bar{c}_S(t_0) \cdot (t_0 + 273)}{(t_k + 273) - (t_0 + 273)} \text{ [kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.34)$$

kde  $\bar{c}_S(t_k)$  je střední měrná tepelná kapacita spalin pro teplotu  $t_k$  [ $\text{kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$\bar{c}_S(t_0)$  je měrná tepelná kapacita spalin pro teplotu  $t_0$

$t_k$  je teplota spalin za kotlem [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_0$  je srovnávací teplota vzduchu [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$$\bar{c}_S = \frac{1,358 \cdot 405,7 - 1,344 \cdot 293}{405,7 - 293} = 1,3927 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

V další části jsem se již věnoval výpočtu jednotlivých ztrát a výpočtu účinnosti kotle K6.

## 5.3 Výpočet dle ČSN 07 0302- Stanovení ztrát a účinnosti kotle K6

Pro stanovení ztrát a účinnosti kotle K6 jsem zvolil nepřímou metodu. Jedná se o metodu založenou na určení jednotlivých ztrát zařízení a je vhodnější pro velké kotle spalující tuhá paliva. U druhé možné metody, kdy se účinnost stanovuje tzv. přímým způsobem, by byl výrazný problém se stanovením hmotnostní toku při spalování tuhých

paliv, jenž je nezbytnou veličinou a také se stanovením kvality paliva, při kolísavé tendenci výhřevnosti paliva.

Pro účinnost kotle stanovenou mnou zvolenou nepřímou metodou je definován následující vztah (5.35):

### 5.3.1 Účinnost kotle - nepřímou metodou

$$\eta = 1 - \xi_{CO} - \xi_C - \xi_k - \xi_f - \xi_{sv} \quad [1] \quad (5.35)$$

kde  $\xi_{CO}$  je ztráta hořlavinou ve spalínách [1]

$\xi_C$  je ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích [1]

$\xi_k$  je ztráta fyzickým teplem spalin (komínová) [1]

$\xi_f$  je ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků [1]

$\xi_{sv}$  je ztráta sdílením tepla do okolí [1]

Abych byl schopen stanovit účinnost kotle podle výše uvedeného vztahu, musel jsem nejprve spočítat jednotlivé ztráty. Toto stanovení jednotlivých ztrát jsem uvedl v následujících bodech.

### 5.3.2 Ztráta hořlavinou ve spalínách

$$\xi_{CO} = \frac{(12640 \cdot a_1 \cdot V_{SCO} + 35800 \cdot a_2 \cdot V_{SCH_4})}{Q_1} \quad [\%] \quad (5.36)$$

kde  $a_1$  je podíl uhlíku, který shoří nedokonale na plynnou složku CO [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{SCO}$  je objem oxidu uhelnatého CO pro nedokonalé spalování [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$a_2$  je podíl nespáleného metanu  $\text{CH}_4$  [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$V_{SCH_4}$  je objem metanu  $\text{CH}_4$  pro nedokonalé spalování [ $\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$Q_1$  je tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

Vzhledem ke spalování tuhého paliva v kotli K6 vypadnou, ze vzorce  $V_{SCH_4}$  a  $a_2$  vztahující se k plynným palivům.

Tepelný tok, vztažený na hmotnostní průtok paliva, je dán vztahem (5.37):

### 5.3.3 Tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva

$$Q_1 = Q_i^r + \Delta Q_{\text{POV}} + \Delta Q_{\text{pal}} + \Delta Q_{\text{sr}} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.37)$$

kde  $Q_i^r$  je výhřevnost paliva  $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$\Delta Q_{\text{POV}}$  je množství tepla přivedeného z cizího zdroje pro přehřev spalovacího vzduchu z teploty  $t_{v0}$  na teplotu  $t_{v1}$  na vstupu do POV  $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$\Delta Q_{\text{pal}}$  je množství tepla dodaného pro přehřátí 1 kg paliva na teplotní úroveň odlišnou od vztažné teploty okolí  $t_0$   $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$\Delta Q_{\text{sr}}$  je množství tepla přivedeného do spalovacího zařízení v recirkulovaných spalínách odebraných za poslední teplosměnnou plochou kotle při teplotě  $t_{\text{sr}}$   $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Na kotli K6 není instalován parní ohřívák vzduchu, z hlediska nízké teploty rosného bodu spalin. Recirkulace spalin, která je zahrnuta ve výše uvedeném vztahu, zde také není realizována. Proto jsem pro můj výpočet tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva zjednodušil pouze na složku zahrnující výhřevnost paliva i s vynecháním složky  $\Delta Q_{\text{pal}}$  bez výraznější výpočetní odchylky.

Dosazením do vztahu (5.36) dostanu hodnotu pro ztrátu hořlavinou ve spalínách.

$$\xi_{\text{co}} = \frac{(12640 \cdot 0,000832 \cdot 1,1088 + 35800 \cdot 0)}{22740} = 0,0005127 = 0,0513 \%$$

### 5.3.4 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$$\xi_c = \frac{(b \cdot C^r \cdot 32600)}{Q_1} \quad [\%] \quad (5.38)$$

kde  $b$  je podíl uhlíku, který vůbec neshoří a odchází z kotle s tuhými zbytky  $[\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$C^r$  je obsah uhlíku v surovém vzorku paliva  $[1]$

$Q_1$  je tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva  $[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$$\xi_c = \frac{(0,0629 \cdot 0,59428 \cdot 32600)}{22470} = 0,053588 = 5,3588 \%$$

### 5.3.5 Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová)

$$\xi_k = \frac{(V_s \cdot \bar{c}_s \cdot (t_k - t_0))}{Q_1} \quad [\%] \quad (5.39)$$

kde  $V_s$  je skutečný objem vlhkých spalin  $[\text{m}^3_{\text{N}} \cdot \text{kg}^{-1}]$

$c_s$  je integrální hodnota střední měrné tepelné kapacity spalin [ $\text{kJ} \cdot \text{m}^3_{\text{N}}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$t_k$  je teplota spalin za kotlem [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_0$  je srovnávací teplota vzduchu [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$Q_1$  je tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$$\xi_k = \frac{(13,8947 \cdot 1,3927 \cdot (132,7 - 20))}{22740} = 0,09591 = 9,591 \%$$

### 5.3.6 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$\xi_F = \frac{A^r \cdot \left( \sum \frac{X_i \cdot c_{Si} \cdot (t_i - t_0)}{1 - C_i} \right)}{Q_1} [\%] \quad (5.40)$$

kde  $A^r$  je obsah popela v surovém vzorku paliva [1]

$X_i$  je hmotnostní podíl složky příslušného tuhého zbytku [ $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$c_{Si}$  je střední měrná tepelná kapacita příslušného tuhého zbytku [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$t_i$  je teplota příslušného tuhého zbytku [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$t_0$  je srovnávací teplota vzduchu [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$C_i$  je nedopal příslušného tuhého zbytku [1]

$Q_1$  je tepelný tok vztažený na hmotnostní průtok paliva [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

Neznámými hodnotami ve vzorci jsou střední měrné tepelné kapacity tuhých zbytků. Ty jsem stanovil podle následujících vztahů:

### 5.3.7 Střední měrná tepelná kapacita strusky

$$c_{Si} = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot t_p \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.41)$$

kde  $t_p$  je teplota popela (strusky) [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$$c_{Si} = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot 600 = 1,0132 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

### 5.3.8 Střední měrná tepelná kapacita popílku

$$c_{Si} = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot t_k \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.42)$$

kde  $t_k$  je teplota spalin za kotlem [ $^{\circ}\text{C}$ ]

V případě, kdy je popílek unášen proudem spalin, lze jeho teplot považovat za srovnatelnou s teplotou spalin za kotlem. Z tohoto hlediska jsem do výše uvedeného vztahu uvedl teplotu spalin za kotlem.

$$c_{Si} = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot 132,7 = 0,7786 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní jsem schopen stanovit dle vztahu (5.40) ztrátu fyzickým teplem tuhých zbytků.

$$\xi_F = \frac{0,2336 \cdot \left( \frac{0,1 \cdot 1,0132 \cdot (600 - 20)}{1 - 0,0098} \right) + \left( \frac{0,9 \cdot 0,7786 \cdot (132,7 - 20)}{1 - 0,1502} \right)}{22740} = 0,00156$$

$$= 0,156 \%$$

### 5.3.9 Ztráta sdílením tepla do okolí

$$\xi_{sv} = \xi_{svj} \cdot \frac{Q_{vyrj}}{Q_{vyr}} [\%] \quad (5.43)$$

kde  $\xi_{svj}$  je jmenovitá ztráta sdílením tepla do okolí [1]

$Q_{vyrj}$  je jmenovitý výkon kotle [MW]

$Q_{vyr}$  je pracovní výkon kotle [MW]

Pro stanovení ztráty sdílením tepla do okolí jsem nejprve musel určit jmenovitou ztrátu sdílením tepla do okolí a pracovní výkon kotle dle následujících vztahů.

### 5.3.10 Jmenovitá ztráta sdílením tepla do okolí

$$\xi_{svj} = k_1 \cdot Q_{vyrj}^{-0,35} \cdot 10^{-2} [1] \quad (5.44)$$

kde  $k_1$  je výpočetní konstanta [1]

$Q_{vyrj}$  je jmenovitý výkon kotle [MW]

Hodnoty konstanty  $k_1$  pro různé druhy paliv jsou uvedeny v *Tab. 5-4*.

HODNOTY KONSTANTY $k_1$	
Lignit, hnědé uhlí	3,5
Černé uhlí	2,5
Olej, zemní plyn	1,5

*Tab. 5-4 Koeficienty pro různé druhy paliv [3]*

Pro kotel K6 je základním palivem černé uhlí, na jehož základě jsem koeficient pro výpočet zvolil  $k_1=2,5$ .

$$\xi_{svj} = 2,5 \cdot 57^{-0,35} \cdot 10^{-2} = 0,006072$$

Pro pracovní výkon kotle je definován následující vztah (5.45):

### 5.3.11 Pracovní výkon kotle

$$Q_{vyr} = m_p \cdot (i_p - i_{NV}) \text{ [MW]} \quad (5.45)$$

kde  $m_p$  je množství páry [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$i_p$  je entalpie páry [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$i_{NV}$  je entalpie napájecí vody [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

Příslušné entalpie jsem stanovil na základě znalosti tlaku a teploty páry a napájecí vody s využitím výpočetního softwaru EES.

$$i_p = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=445,1; P=3700)$$

$$i_{nv} = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=107,2; P=5470)$$

$$i_p = 3324 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{NV} = 453,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$Q_{vyr} = 20,917 \cdot (3324 - 453,5) = 60,04 \text{ MW}$$

V tomto okamžiku jsem byl schopen stanovit ztrátu sdílením tepla do okolí dle vztahu (5.43).

$$\xi_{sv} = 0,006072 \cdot \frac{57}{60,04} = 0,005764 = 0,5764 \%$$

Na základě znalosti ztrát jsem určil účinnost kotle K6 ze vztahu (5.35).

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - 0,0005127 - 0,053588 - 0,09591 - 0,00156 - 0,005764 = 0,8427 \\ &= 84,27 \% \end{aligned}$$

Pro kompletní představu o provozu kotle uvádím v této kapitole ještě množství paliva jdoucího do kotle.

### 5.3.12 Množství paliva jdoucího do kotle

$$m_{pal} = \frac{Q_{vyr}}{\eta \cdot Q_i^r} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.46)$$

kde  $Q_{\text{vyr}}$  je pracovní výkon kotle [MW]

$\eta$  je účinnost kotle [1]

$Q_i^r$  je výhřevnost paliva [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

$$m_{\text{pal}} = \frac{60,04}{0,8427 \cdot 22,74} = 3,133 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 5.4 Vybrané výsledky výpočtu dle ČSN 07 0302

Mnou vybrané výsledky, kterých jsem dosáhl výpočtem dle ČSN 07 0302, jsou zpracovány zejména z hlediska přehlednosti do následující tabulky *Tab. 5-5*.

VYBRANÉ VÝSLEDKY VÝPOČTU DLE ČSN 07 0302	
Minimální objem suchého vzduchu pro dokonalé spálení 1 kg paliva	$6,1139 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Skutečný objem suchého vzduchu	$13,322 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	2,179
Minimální objem suchých spalín při dokonalém spálení 1 kg paliva	$5,9644 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Minimální objem vlhkých spalín při dokonalém spálení 1 kg paliva	$6,5669 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Skutečný objem suchých spalín	$13,174 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Skutečný objem vlhkých spalín	$13,8947 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Ztráta hořlavinou ve spalínách	0,0513 %
Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	0,3588 %
Ztráta fyzickým teplem spalín (komínová)	9,591 %
Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	0,156 %
Ztráta sdílením tepla do okolí	0,5764 %
Množství paliva jdoucí do kotle	$3,133 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Pracovní výkon kotle	60,04 MW
Účinnost kotle	84,27 %

*Tab. 5-5 Vybrané výsledky výpočtu dle ČSN 07 0302*



## 6. Možné úpravy pro zvýšení účinnosti a snížení emisí kotle K6

Provoz kotle bývá často spojen s množstvím technických problémů, vzniklých v jeho průběhu nebo případě nesprávnými konstrukčními rozhodnutími při jeho návrhu, které ve většině případů negativně ovlivňují účinnost zařízení a také množství vzniklých emisí během spalovacího procesu. Snaha je samozřejmě těmto problémům pokud možno v první řadě předcházet nebo v případě, že nastanou, je vhodně a včas řešit. Tyto problémy mohou být různého charakteru a jsou specifické pro jednotlivé typy kotlů a pro jednotlivé způsoby jejich provozování.

V případě mnou řešených návrhů úprav kotle K6 v TČA tomu není jinak. I zde jsou patrné problémy při provozu, které nepříznivě ovlivňují jeho účinnost a množství vzniklých emisí. Nejprve je však nutné tyto problémy specifikovat a popsat, abych následně mohl navrhnout vhodné opatření nebo úpravy, jež by vedly k nápravě respektive ke zlepšení současného stavu, a tím i k případnému zvýšení účinnosti kotle a ke snížení emisí.

Výše popsaná problematika je náplní následujících částí této kapitoly, kdy se tedy jedná o popis a specifikaci problémů souvisejících s provozováním kotle K6 a následně i o návrh úprav vedoucích k jejich eliminaci a ke zlepšení současného stavu, jak jsem již zmínil.

### 6.1 Možné úpravy ke snížení množství přisávaného falešného vzduchu

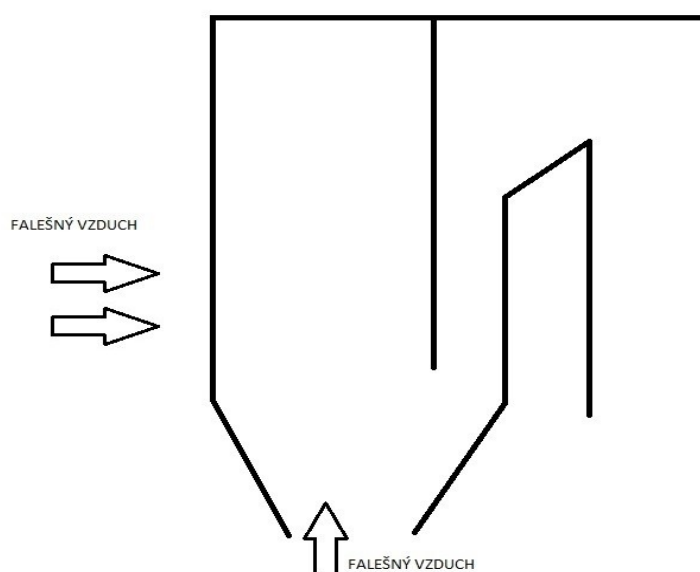
Obecně platí pro přisávání falešného vzduchu, že se podílí na zvětšování obsahu kyslíku ve spalínách za kotlem, na zvětšování množství vzniklých spalín, na zvyšování přebytku vzduchu, jenž dále ovlivňuje velikost ztráty fyzickým teplem spalín (komínové) a také se podílí na zvyšování elektrického zatížení spalínového ventilátoru. Pro komínovou ztrátu se předpokládá, že se nejvíce podílí na celkovém snižování účinnosti zařízení, jelikož její hodnota je ze všech ztrát nejvyšší. Samozřejmě dochází také vlivem nezanedbatelného množství přisávaného falešného vzduchu k nárůstu objemu plynných emisí zařízení.

V případě kotle K6 jsou popsány problémy s přisáváním falešného vzduchu patrné z výše uvedeného měření, kdy naměřená hodnota pro obsah kyslíku ve spalínách za kotlem  $\omega_{O_2} = 12 \%$  je oproti běžnému stavu vysoká, což jednak značí zmíněné přisávání falešného vzduchu ve větší míře a také nedokonalé využití přiváděného spalovacího vzduchu během spalování. Dále je problematika patrná z výše uvedeného výpočtu, kdy na ni poukazuje zejména hodnota součinitele přebytku vzduchu  $\alpha=2,179$  a hodnota komínové ztráty  $\xi_k=9,591 \%$ , která tedy i v mém případě podle obecných předpokladů zaujímá ze všech jednotlivých ztrát dominantní postavení a tím pádem i nejvíce ovlivňuje hodnotu

účinnosti kotle K6. Z popisu problematiky je tedy patrné, že se opravdu jedná o zásadní problém, ovlivňující účinnost kotle K6 a množství emisí.

Samotný návrh úprav vychází z jednotlivých příčin vedoucích k přisávání falešného vzduchu.

Jak jsem již popisoval ve třetí kapitole mé diplomové práce, tepelná izolace spalovací komory je konstruována s lehkou zazdívkou a těsnícím oplechováním, umístěným na jejím vnějším povrchu, přičemž uchycení lehké zazdívky je provedeno zavěšením na výparníkových trubkách. Z hlediska těsnosti, zejména při mimořádných provozních stavech, během nichž dochází ke vzniku tlakových pulzací, se nejedná o nejlepší způsob provedení (dochází k poměrně snadnému porušení těsnosti). Porušení těsnosti má za příčinu právě přisávání falešného vzduchu. K výraznému zhoršení těsnosti spalovací komory došlo v roce 2012, během mimořádné situace, při náhlém a nekontrolovaném výrazném nárůstu tlaku, což mělo za následek porušení konstrukce oplechování spalovací komory kotle K6 s trvalým charakterem. Přesná místa, kde konkrétně došlo k porušení, nejsou zcela přístupná a nebyla doposud jednoznačně stanovena. K přisávání falešného vzduchu dochází také prostřednictvím výsypky kotlů. Je to zejména z toho důvodu, že zatěsnění výsypky kotle K6 je provedeno tzv. suchými Martiny, zkrápěnými kvůli chlazení vodou. Takto přisávaný falešný vzduch z výsypky kotle se při provedení spalovací komory, jako obrácené, kdy spalování probíhá v horní části, již neúčastní spalovacího procesu, ale pouze zvyšuje množství vzniklých spalín, negativně ovlivňuje komínovou ztrátu a ostatní výše popsané veličiny, vedoucí ke snížení účinnosti kotle a k navýšení emisí. Na *Obr. 6-1* je schematicky znázorněno popsané přisávání falešného vzduchu na kotli K6.



*Obr. 6-1 Přisávání falešného vzduchu na kotli K6*

Případné úpravy, by se tedy týkaly jiného konstrukčního řešení spalovací komory, při kterém by nedocházelo k takto snadnému porušení těsnosti během tlakových pulzací. Je však třeba zvážit současný stav, kdy by bylo dostačující uvést oplechování do původního stavu, a tím výrazně zvýšit těsnost spalovací komory.

Další úpravou, vedoucí ke snížení celkového množství přisávaného falešného vzduchu by mohlo být kvalitnější zatěsnění výsypky kotle. Konkrétně by se jednalo o přidání kvalitního těsnícího oplechování Martinů, případné dokonalejší zatěsnění zbytečných otvorů, nacházejících se ve výsypce, lepším zatěsněním uzávěrů u montážních a kontrolních oken. Samozřejmě, aby bylo možné zajistit zlepšení těsnosti zařízení v dlouhodobějším horizontu, je třeba uvažovat s předpokladem pravidelné údržby všech těsnících prvků.

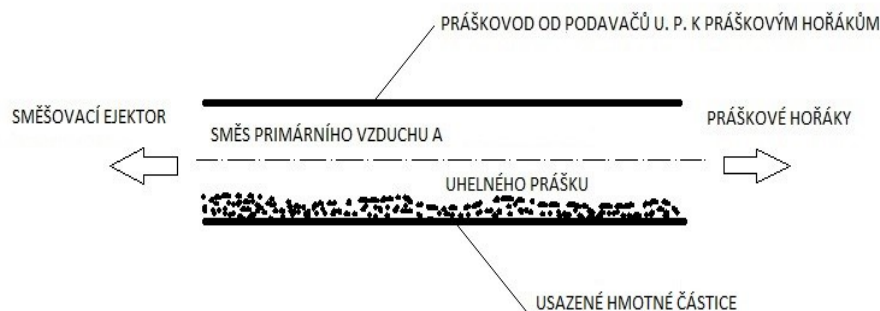
Bližší specifikaci možných úprav neuvádím a dále se problémem s přisáváním falešného vzduchu ve své práci nezabývám. Následující části mé diplomové práce jsou věnovány problému s přímým foukáním.

## **6.2 Možné úpravy zamezující přímému foukání**

Problematika tzv. přímého foukání způsobuje ve své podstatě náhlý a neočekávaný nárůst výkonu kotle. Důvody vzniku tohoto nežádoucího jevu a jejich možné návrhy řešení jsou náplní této podkapitoly.

V případě přímého foukání se nabízí varianta, předpokládající špatnou funkci mechanického odlučovače (cyklonu). Vlivem špatné odlučovací schopnosti cyklonu by docházelo k výraznějšímu zahuštění směsi uhelného prášku v brýdách, což by mělo za následek zmíněný nárůst výkonu kotle. Avšak v případě kotle K6 nebyla prokázána žádná závada na mechanickém odlučovači, který plní svou funkci a tedy je pro mne tato interpretace problému nesprávná. Tento názor převládá zejména u provozního personálu a operátorů kotlů.

Na základě informací, podkladů a popisu problematiky od vedoucího diplomové práce usuzuji, že skutečnou příčinou je usazování těžších (hmotnějších) částic tzv. proplásku. Jako proplástek je označována směs kamenní prorostlá s uhlím, vyznačující se výhřevností přibližně kolem hodnoty  $17 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  a vyšší popelnatostí kolem hodnoty 30 %. Při mletí proplásku odcházejí z mlecího zařízení různé frakce a velikosti částic. Na rozdíl od semleté hmoty čistého uhelného paliva s nízkou popelnatostí dochází při mletí proplásků k zvýšení hustoty částic paliva o popelovinu, která má tendenci usazovat se v horizontálních dopravních cestách pneumatické dopravy. K usazování těžších částic v mlýnském okruhu kotle K6 dochází konkrétně ve 4 převážně horizontálních práškovodech, vedoucích od směřovacích ejektorů do jednotlivých výkonových uhelných hořáků, jak je znázorněno na *Obr. 6-2*.



*Obr. 6-2 Usazování hrubé frakce proplásku v práškovodech*

Důležitým momentem je situace, kdy je požadavek na menší množství páry na turbínu a tedy snížení výkonu kotle. Tento požadavek se realizuje tak, že se sníží množství uhlénoho prášku dopravované k hořákům. Množství uhlénoho prášku přivedeného do směšovacího ejektoru se sníží, ale množství primárního dopravního horkého vzduchu zůstává při všech výkonech kotle prakticky neměnné. V tomto okamžiku dochází k čištění práškovodů od usazeného uhlénoho prášku s vyšším obsahem těžké popeloviny, vlivem snížení tlakové ztráty práškovodu s nižším zatížením přiváděného uhlénoho prášku přes směšovací ejektor.

Usazeniny jsou postupně unášeny směsí k jednotlivým hořákům a nastává zvýšení množství paliva o složku zahrnující právě tyto uvolněné usazeniny ze spodní části práškovodů a tím i k nekontrolovatelnému nárůstu výkonu kotle. To znamená, že nastává situace, kdy i přes snížení množství uhlénoho prášku z turniketových podavačů dochází k nárůstu výkonu kotle.

V automatickém režimu provozu kotle, kdy se jedná převážně o provoz kotle v tlakové regulaci, snižuje automaticky řídicí systém kotle otáčky podavačů. Tím klesá podíl řízeně přivedeného uhlénoho prášku do kotle a roste podíl nekontrolovatelně přiváděného uhlénoho prášku z usazenin ve spodní části práškovodů.

Jako reakce na tuto vzniklou situaci se nabízí možnost dalšího snížení množství uhlénoho prášku z turniketových podavačů, za účelem dosažení požadovaného snížení výkonu kotle. Nicméně činnost regulačního systému kotle není schopna tuto vzniklou situaci zvládnout, protože množství sedimentů uhlénoho prášku, dopravovaného neřízeně do kotle, se v čase zvyšuje až do okamžiku úplného vyčištění práškovodu a v několika sekundách po vyčištění sedimentů dojde ke skokovému poklesu příkonu uhlénoho prášku do kotle, někdy i pod hranici udržitelného spalovacího procesu, to znamená v momentě, kdy již nedochází ke zvyšování množství paliva o složku představující uvolněné usazeniny, by množství paliva jdoucí k práškovým hořákům bylo při dalším snížení za účelem požadovaného poklesu výkonu kotle v tak nedostatečném množství, že by hrozilo úplné zhasnutí kotle.

Případný nájezd stabilizačních hořáků v této situaci by mohl provoz kotle dále jen zhoršit. Jistým řešením by mohla být instalace monitoringu stability spalování, což by ovšem nevedlo k vyřešení problému s extrémními výkyvy v příkonu uhelného prášku do kotle.

Při takovýchto výkyvech výkonu kotle se nedá provoz považovat za stabilní a celá tato problematika má negativní dopad na účinnost zařízení a také i na množství vznikajících emisí.

Řešením přímého foukání, je snížení množství usazenin na hodnotu, kdy by nedocházelo k tak výraznému nárůstu výkonu kotle případně ještě lépe k úplnému zamezení usazování v práškovodech.

Navržená varianta úpravy vychází z předpokladu, že zvýšení rychlosti směsi v práškovodech zamezí usazování hrubších částic. Zmíněného zvýšení rychlosti v práškovodech lze docílit snížením průměru. Zmenšením průměrů práškovodů dojde k nárůstu kinetické energie respektive rychlosti dopravovaného média, v mém případě směsi uhelného prášku a primárního vzduchu. Je však třeba uvažovat se skutečností, že snížením průměru práškovodů, a tedy zvýšením rychlosti proudění dojde pravděpodobně k nárůstu tlakových ztrát potrubní sítě. Bližší specifikace a popis řešení úpravy je náplní následující kapitoly.

## **7. Řešení úprav na kotli K6, zamezující přímému foukání**

Při samotném řešení problematiky s usazováním hrubé frakce respektive přímého proplásku v práškovodech, zajišťujících dopravu uhelného prášku k jednotlivým výkonovým hořákům, jsem vycházel z, v předchozí kapitole uvedené úvahy, zohledňující vliv rychlosti směsi vzduchu a uhelného prášku. Menších průměrů práškovodů a tedy i vyšších rychlostí proudění se s výhodou využívá při provozování kotlů sovětské výroby. Jako konkrétní příklad využití menších průměrů práškovodů mohu uvést provoz kotlů v teplárně Skawina v Polsku. Zde k dopravě uhelného prášku od směšovacích ejektorů k jednotlivým hořákům využívají ocelová potrubí o jmenovité světlosti DN 50 a DN 70 a potřebné množství vzduchu je zajišťováno prostřednictvím dmychadel. Rychlosti v práškovodech jsou vzhledem k malým průměrům dostatečně vysoké a nedochází tedy k usazování hrubé frakce, která poté způsobuje přímé foukání.

Jak jsem již zmínil v předchozí kapitole, je třeba při úpravě průměru respektive rychlosti proudění brát v potaz změnu tlakových ztrát. Z hlediska stanovení tlakových ztrát při současném stavu, a také po změně rychlosti jsem provedl měření v potrubním systému primárního ventilátoru.

V následujících podkapitolách je popis zmíněného měření na primárním ventilátoru a související výpočty, vedoucí ke stanovení rychlostí proudění, jednotlivých objemových průtoků a také tlakových ztrát potrubního systému i v konečné fázi se zohledněním změny průměru práškovodu, v úseku od směšovacího ejektoru až po výkonový hořák.

### **7.1 Měření tlaků v potrubním systému primárního ventilátoru**

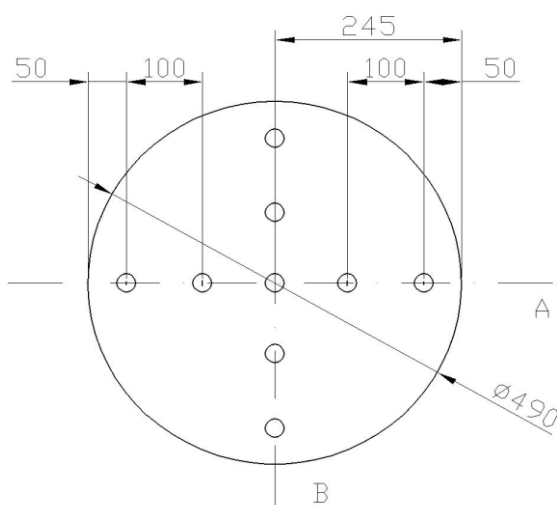
V této podkapitole, jak jsem již předeslal výše, se zabývám uskutečněným měřením v potrubní síti primárního ventilátoru. Krom popisu vlastního měření, jsou zde zpracovány naměřené hodnoty.

#### **7.1.1 Popis měření a výsledné hodnoty**

Měření bylo zaměřeno na stanovení dynamických a statických tlaků v sacím potrubí a statického tlaku na výtlaku ventilátoru K6A. Postupně byly nastavovány různé provozní režimy, a to přivíráním regulačních klapek na výtlaku ventilátoru. Nastavené provozní režimy byly, pro zcela otevřenou regulační klapu na výtlaku, pro z 50 %, z 20 %, z 10% otevřenou klapu a poslední provozní nastavený režim byl při zcela zavřené regulační klapě. Je třeba také zmínit, že se jednalo o měření, kdy nebyl v provozu kotel K6 ani jiná další související zařízení. Ventilátor byl najížděn pouze pro potřeby mého měření, a tedy se jednalo o podmínky, které se liší od běžných provozních podmínek. Rozdílná byla především teplota proudícího média a v práškovodu za směšovacím ejektorem chyběla

složka dopravované směsi, představující přiváděný uhelný prášek. To znamená, že celým potrubním systémem proudil pouze nasávaný vzduch o okolní teplotě.

K vlastnímu měření dynamických a statických tlaků (podtlaků) na sání primárního ventilátoru K6A jsem využil prandtlovy trubice, která obecně umožňuje měřit dynamický tlak, jako tlakovou diferenci (rozdíl) mezi tlakem celkovým a tlakem statickým a dále pro vyhodnocení kalibrovaný mikromanometr, z kterého jsem odečítal jednotlivé hodnoty. Na sání jsem zvolil 5 měřících bodů v horizontálním (A) i vertikálním směru (B). Zvolené měřící body jsou znázorněny na následujícím obrázku *Obr. 7-1* a místo, kde probíhalo měření na sání primárního ventilátoru je patrné z *Obr. 7-2*.



*Obr. 7-1* Zvolené měřící body v sání primárního ventilátoru



*Obr. 7-2* Místo měření na sání primárního ventilátoru



Měření statického tlaku (přetlaku) na výtlaku primárního ventilátoru K6A jsem provedl s využitím kalibrovaného manometru o rozsahu do 10 kPa. Měření jsem provedl ve vzduchové skříni, jak je patrné z *Obr. 7-3*.



*Obr. 7-3 Místo měření na výtlaku primárního ventilátoru*

Hodnoty dynamických tlaků, jsem pro jednotlivé nastavované provozní režimy zpracoval do následujících tabulek.

První tabulka *Tab. 7-1* obsahuje hodnoty dynamických tlaků, naměřené v jednotlivých zvolených bodech, v horizontálním (A) i vertikálním směru (B) při zcela otevřené regulační klapě na výtlaku primárního ventilátoru.

DYNAMICKÉ TLAKY – 1. MĚŘENÍ					
<b>A</b>	79 Pa	92 Pa	94 Pa	98 Pa	99 Pa
<b>B</b>	75 Pa	93 Pa	94 Pa	85 Pa	80 Pa
<b>PRŮMĚRNÁ HODNOTA DYNAMICKÉHO TLAKU</b>					<b>88,9 Pa</b>

*Tab. 7-1 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 1. měření*

Odpovídající statické tlaky v sání a na výtlaku pro první měření mají následující hodnoty:

$$p_{\text{stat, sání}} = -246 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{stat, vytlak}} = 7,2 \text{ kPa}$$

V tabulce *Tab. 7-2* jsou uvedeny hodnoty pro dynamické tlaky, měřené při 50 % otevřené regulační klapě.



DYNAMICKÉ TLAKY – 2. MĚŘENÍ					
<b>A</b>	57 Pa	69 Pa	74 Pa	74 Pa	75 Pa
<b>B</b>	52 Pa	63 Pa	74 Pa	69 Pa	64 Pa
<b>PRŮMĚRNÁ HODNOTA DYNAMICKÉHO TLAKU</b>					<b>67,1 Pa</b>

*Tab. 7-2 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 2. měření*

Odpovídající statické tlaky v sání a na výtlaku pro druhé měření mají následující hodnoty:

$$p_{\text{stat, sání}} = -197 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{stat, vytlak}} = 7,6 \text{ kPa}$$

Tabulka *Tab. 7-3* je souhrnem hodnoty dynamických tlaků, získaných měřením při z 20 % otevřené regulační klapě.

DYNAMICKÉ TLAKY – 3. MĚŘENÍ					
<b>A</b>	34 Pa	38 Pa	41 Pa	41 Pa	42 Pa
<b>B</b>	31 Pa	39 Pa	41 Pa	37 Pa	35 Pa
<b>PRŮMĚRNÁ HODNOTA DYNAMICKÉHO TLAKU</b>					<b>37,9 Pa</b>

*Tab. 7-3 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 3. měření*

Odpovídající statické tlaky v sání a na výtlaku pro třetí měření mají následující hodnoty:

$$p_{\text{stat, sání}} = -119 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{stat, vytlak}} = 8,09 \text{ kPa}$$

Hodnoty dynamických tlaků, měřených při 10 % otevřené regulační klapě jsou v tabulce *Tab. 7-4*.

DYNAMICKÉ TLAKY – 4. MĚŘENÍ					
<b>A</b>	24 Pa	26 Pa	28 Pa	28 Pa	29 Pa
<b>B</b>	23 Pa	28 Pa	26 Pa	25 Pa	24 Pa
<b>PRŮMĚRNÁ HODNOTA DYNAMICKÉHO TLAKU</b>					<b>26,1 Pa</b>

*Tab. 7-4 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 4. měření*

Odpovídající statické tlaky v sání a na výtlaku pro čtvrté měření mají následující hodnoty:

$$p_{\text{stat, sání}} = -94 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{stat, vytlak}} = 8,45 \text{ kPa}$$

Hodnoty dynamických tlaků při zavřené regulační klapě jsou uvedeny v *Tab. 7-5*.

DYNAMICKÉ TLAKY – 5. MĚŘENÍ					
<b>A</b>	12 Pa	14 Pa	14 Pa	14 Pa	14 Pa
<b>B</b>	12 Pa	14 Pa	14 Pa	12 Pa	12 Pa
<b>PRŮMĚRNÁ HODNOTA DYNAMICKÉHO TLAKU</b>					<b>13,2 Pa</b>

*Tab. 7-5 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 5. měření*

Odpovídající statické tlaky v sání a na výtlaku pro páté měření mají následující hodnoty:

$$p_{\text{stat, sání}} = -61 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{stat, vytlak}} = 8,9 \text{ kPa}$$

Kromě uvedených tlaků jsem samozřejmě stanovil také hodnoty teploty vzduchu a atmosférického tlaku.

$$t_{\text{vz}} = 21 \text{ °C}$$

$$p_{\text{atm}} = 98700 \text{ Pa}$$

Na měření jsem navázal výpočtem, vedoucím ke stanovení tlakových ztrát pro podmínky, které panovaly během měření, dále pro běžné provozní podmínky a i v konečné fázi pro podmínky vzniklé na základě mnou navrhované změny průměrů práškovodů, jak jsem již předdeslal v předchozím textu.

## 7.2 Stanovení tlakových ztrát potrubního systému

Nejprve jsem stanovil tlakovou ztrátu potrubního systému pro podmínky, které odpovídají podmínkám během měření. Při tomto úvodním výpočtu jsem vycházel z naměřených hodnot.

### 7.2.1 Tlaková ztráta potrubního systému při podmínkách během měření

Podmínky, které panovaly během vlastního měření, jsem nastínil v podkapitole, týkající se popisu měření. Tento úvodní výpočet bude tedy pro proudící vzduch o teplotě 21 °C, bez zahrnutí dopravy uhelného prášku, v úseku od směšovacích ejektorů k výkonovým hořákům.

Nejprve jsem z naměřených dynamických tlaků s využitím Bernoulliho rovnice stanovil rychlost proudícího vzduchu v sání primárního ventilátoru.

$$w_{vz,sani} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{d,sani}}{\rho_{vz,sani}}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (7.1)$$

kde  $p_{d,sani}$  je dynamický tlak v sání primárního ventilátoru [Pa]

$\rho_{vz,sani}$  je hustota vzduchu v sání primárního ventilátoru [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

Hustotu vzduchu v sání primárního ventilátoru jsem stanovil pomocí programu EES, ze známých hodnot pro tlak a teplotu vzduchu. V programu EES jsem uvažoval s ideálním vzduchem, značeným Air.

$$\rho_{vz,sani} = \text{Density}(\text{Air}; P = P_{vz}; T = t_{vz})$$

Za teplotu jsem dosadil, teplotu vzduchu stanovenou před měřením, jejíž hodnota je  $t_{vz} = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Za tlak jsem dosadil hodnotu celkového tlaku v sání, stanoveného z následující rovnice:

$$p_{C,sani} = p_{d,sani} + (p_{stat,sani} + p_{atm}) \quad [Pa] \quad (7.2)$$

kde  $p_{d,sani}$  je dynamický tlak v sání primárního ventilátoru [Pa]

$p_{stat,sani}$  je statický tlak v sání primárního ventilátoru [Pa]

$p_{atm}$  je atmosférický tlak [Pa]

$$p_{C,sani} = 88,9 + (-246 + 98700) = 98542,9 \text{ Pa}$$

$$\rho_{vz,sani} = \text{Density}(\text{Air}; P = 98542,9; T = 21) = 1,167 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Po dosazení zjištěných hodnot do vztahu (7.1) bude rychlost vzduchu v sání primárního ventilátoru:

$$w_{vz,sani} = \sqrt{\frac{2 \cdot 88,9}{1,167}} = 12,3433 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pomocí následujícího vztahu (7.3) jsem schopen stanovit objemový průtok vzduchu v sání.

$$Q_{vz,sani} = S_{sani} \cdot w_{vz,sani} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (7.3)$$

kde  $w_{vz,sani}$  je rychlost proudění vzduchu v sání primárního ventilátoru [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$S_{sani}$  je průtočná plocha sání primárního ventilátoru [ $m^2$ ]

Průtočnou plochu potrubí v sání primárního ventilátoru stanovím na základě znalosti průměru potrubí v místě měření, jehož hodnota je zaznačena na *Obr. 7-1*.

$$S_{\text{sani}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{sani}}^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (7.4)$$

kde  $d_{\text{sani}}$  je průměr potrubí v místě měření [m]

$$S_{\text{sani}} = \frac{\pi \cdot 0,49^2}{4} = 0,1886 \text{ m}^2$$

Potom objemový průtok vzduchu v sání bude:

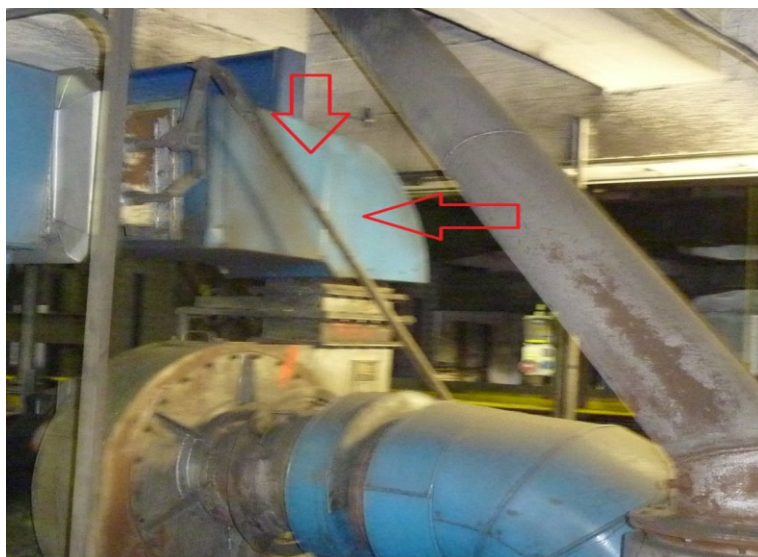
$$Q_{\text{vz,sani}} = 0,1886 \cdot 12,3433 = 2,327 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Z hlediska platnosti rovnice kontinuity, bude objemový průtok vzduchu ve výtlačné části potrubního systému stejný, akorát dojde na základě různých průtočných ploch, které se vztahují k jednotlivým částem potrubního celku, ke změnám rychlosti.

Tlakové ztráty v sání bez výrazné odchylky u hodnoty celkové tlakové ztráty systému zanedbávám a zabývám se pouze tlakovými ztrátami ve výtlačném potrubí.

Pro stanovení tlakových ztrát jsem nejprve rozdělil potrubní systém na jednotlivé dílčí části.

První zvolenou částí je výstupní potrubí za primárním ventilátorem, vedoucí ke vzduchové skříni, jak je naznačeno na *Obr. 7-4*.



*Obr. 7-4 Výstupní potrubí na výtlaku primárního ventilátoru ke vzduchové skříni*

Jedná se o potrubí obdélníkového průřezu o rozměrech 0,45 x 0,2 m, opatřené tvarovým orgánem, v podobě kolena 90 °.

Ze známého objemového průtoku  $Q_{\text{zavent.}}=Q_{\text{sani}}$  jsem schopný určit rychlost proudění vzduchu v této zvolené části, a to modifikací rovnice (7.3), uvedené výše pro objemový průtok.

$$w_{\text{zavent.}} = \frac{Q_{\text{zavent.}}}{S_{\text{zavent.}}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.5)$$

kde  $S_{\text{zavent.}}$  je průtočná plocha v úseku za primárním ventilátorem [ $\text{m}^2$ ]

$Q_{\text{zavent.}}$  je objemový průtok vzduchu v úseku za primárním ventilátorem [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Průtočnou plochu zvoleného úseku za primárním ventilátorem stanovím dle známých rozměrů.

$$S_{\text{zavent.}} = a_{\text{zavent.}} \cdot b_{\text{zavent.}} \quad [\text{m}^2] \quad (7.6)$$

kde  $a_{\text{zavent.}}$ ,  $b_{\text{zavent.}}$  jsou rozměry úseku za primárním ventilátorem [m]

$$S_{\text{zavent.}} = 0,45 \cdot 0,2 = 0,09 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění bude tedy:

$$w_{\text{zavent.}} = \frac{2,327}{0,09} = 25,8556 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Celková tlaková ztráta v daném úseku je obecně tvořena tlakovými ztrátami třením a tlakovými ztrátami místními.

Tlakovou ztrátu třením, ve zvoleném úseku, stanovím z obecného vztahu:

$$\Delta p_{\lambda, \text{zavent.}} = \lambda_{\text{zavent.}} \cdot \frac{l_{\text{zavent.}}}{d_{\text{zavent.}}} \cdot \frac{\rho_{\text{vz}}}{2} \cdot w_{\text{zavent.}}^2 \quad [\text{Pa}] \quad (7.7)$$

kde  $\lambda_{\text{zavent.}}$  je součinitel třecích ztrát v úseku za primárním ventilátorem [1]

$l_{\text{zavent.}}$  je délka úseku za primárním ventilátorem [m]

$d_{\text{zavent.}}$  je průměr úseku za primárním ventilátorem [m]

$\rho_{\text{vz}}$  je hustota vzduchu v potrubním systému [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$w_{\text{zavent.}}$  je rychlost proudění vzduchu v úseku za primárním ventilátorem [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Abych mohl zvolit správný postup, pro stanovení součinitele třecích ztrát, musím nejprve zjistit hodnotu Reynoldsova čísla, udávající typ proudění.

$$Re_{zaven t.} = \frac{w_{zavent.} \cdot d_{zavent.}}{v_{vz}} \quad [1] \quad (7.8)$$

kde  $w_{zavent.}$  je rychlost proudění vzduchu v úseku za primárním ventilátorem [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$d_{zavent.}$  je průměr úseku za primárním ventilátorem [m]

$v_{vz}$  je kinematická viskozita [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ]

Průměr potrubí nekruhového průřezu se stanoví z následujícího vztahu:

$$d_{zavent.} = \frac{4 \cdot S_{zavent.}}{O_{zavent.}} \quad [m] \quad (7.9)$$

kde  $S_{zavent.}$  je průtočná plocha úseku za primárním ventilátorem [ $m^2$ ]

$O_{zavent.}$  je obvod úseku za primárním ventilátorem [m]

$$d_{zavent.} = \frac{4 \cdot 0,09}{2 \cdot (0,45 + 0,2)} = 0,2769 \text{ m}$$

Pro stanovení kinematické viskozity platí následující vztah:

$$v_{vz} = \frac{\mu_{vz}}{\rho_{vz}} \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (7.10)$$

kde  $\mu_{vz}$  je dynamická viskozita vzduchu [ $Pa \cdot s$ ]

$\rho_{vz}$  je hustota vzduchu v potrubním systému [ $kg \cdot m^{-3}$ ]

Dynamickou viskozitu jsem stanovil pomocí programu EES.

`mu_vzduch=Viscosity(Air;T=t_vz)`

`mu_vzduch=Viscosity(Air;T=21)=0,0000183 Pa·s`

Poté tedy kinematická viskozita bude:

$$v_{vz} = \frac{0,0000183}{1,167} = 0,00001568 \text{ m}^2 \cdot s^{-1}$$

Po dosazení do rovnice (7.8) získám Reynoldsovo číslo:

$$Re_{zavent.} = \frac{25,8556 \cdot 0,2769}{0,00001568} = 456759$$

Je patrné, že se jedná o rozvinuté turbulentní proudění. Pro tento druh proudění jsem zvolil následující vztah (7.11), ke stanovení součinitele třecích ztrát.

$$\lambda_{zavent.} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_{zavent.}}{3,7 \cdot d_{zavent.}} + \frac{5,74}{Re_{zavent.}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [1] \quad (7.11)$$

kde  $\varepsilon_{zavent.}$  je relativní drsnost potrubí v úseku za primárním ventilátorem [1]

$d_{zavent.}$  je průměr úseku za primárním ventilátorem [m]

$Re_{zavent.}$  je Reynoldsovo číslo pro úsek za primárním ventilátorem [1]

Relativní drsnost potrubí je dána vztahem:

$$\varepsilon_{zavent.} = \frac{k}{d_{zavent.}} \quad [1] \quad (7.12)$$

kde  $k$  je ekvivalentní drsnost [m]

$d_{zavent.}$  je průměr úseku za primárním ventilátorem [m]

Hodnotu ekvivalentní drsnosti jsem zvolil z literatury pro plechové potrubí  $k=0,00015$  m.

$$\varepsilon_{zavent.} = \frac{0,00015}{0,2769} = 0,0005417$$

Dosazením zjištěných hodnot do vztahu (7.11) získám součinitel třecích ztrát.

$$\lambda_{zavent.} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{0,0005417}{3,7 \cdot 0,2769} + \frac{5,74}{456759^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01507$$

Délka prvního zvoleného úseku za primárním ventilátorem má hodnotu 1,5 m.

V tomto okamžiku mám všechny potřebné hodnoty pro stanovení tlakové ztráty třením v prvním úseku potrubí.

$$\Delta p_{\lambda, zavent.} = 0,01507 \cdot \frac{1,5}{0,2769} \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 25,8556^2 = 31,8443 \text{ Pa}$$

Místní tlaková ztráta vzniká narušením proudu. Vztah pro její stanovení je následující:

$$\Delta p_{\xi, zavent.} = \xi_{zavent.} \cdot \frac{\rho_{vz}}{2} \cdot w_{zavent.}^2 \quad [\text{Pa}] \quad (7.13)$$

kde  $\xi_{zavent.}$  je součinitel místní ztráty v úseku za primárním ventilátorem [1]

$\rho_{vz}$  je hustota vzduchu v potrubním systému [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$w_{zavent.}$  je rychlost proudění vzduchu v úseku za primárním ventilátorem [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Jediné co musím stanovit, jsou součinitele místních ztrát (odporů) v daném úseku.

Ve zvoleném úseku za primárním ventilátorem bude místní ztráta souviset pouze s tvarovým orgánem, v podobě kolena 90 °. Ke stanovení součinitele místních ztrát jsem využil následující vzorec, platný pro oblouková kolena stejného průřezu kruhového i hranatého:

$$\xi_{\text{zavent.}} = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad [1] \quad (7.14)$$

kde  $\xi_0$  je součinitel platný pro  $Re=10^3 - 10^5$  a pro kruhová a čtvercová kolena s úhlem 90° [1]

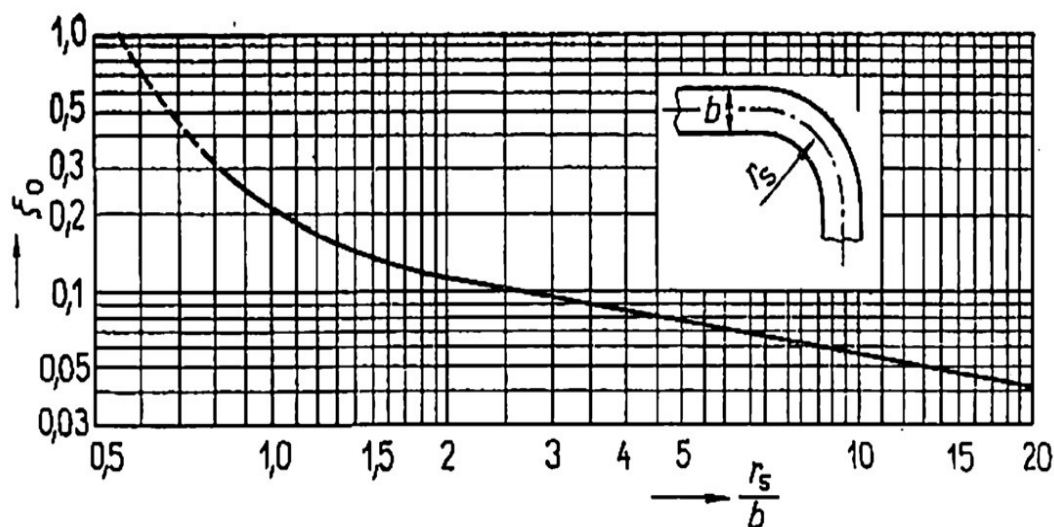
$x_1$  je opravný součinitel, zohledňující jiné  $Re$  [1]

$x_2$  je opravný součinitel, zohledňující jiný úhel kolena [1]

$x_3$  je opravný součinitel, zohledňující obdélníkový průřez [1]

V prvním úseku bude kromě součinitele  $\xi_0$  nutné stanovit také opravné součinitele zohledňující jiné  $Re$  a obdélníkový průřez.

Součinitel  $\xi_0$  jsem stanovil z grafu, uvedeném na *Obr. 7-5*, a to na základě znalosti geometrických rozměrů respektive geometrického faktoru.

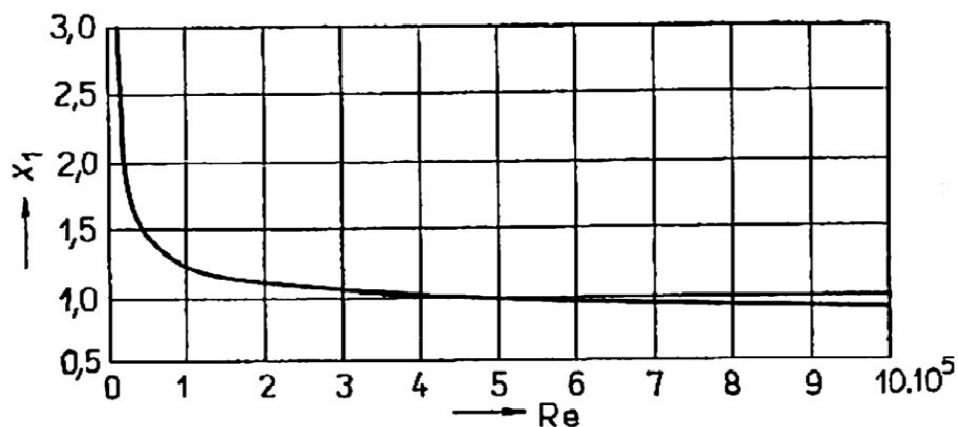


*Obr. 7-5 Závislost součinitele  $\xi_0$  na geometrickém faktoru [6]*

$$\frac{r_{s,\text{zavent.}}}{b_{\text{zavent.}}} = \frac{0,3}{0,2} = 1,5 \rightarrow \xi_0 = 0,15$$

Ke stanovení opravného součinitele  $x_1$  jsem využil grafu na *Obr. 7-6* a stanovené hodnoty Reynoldsova čísla pro tento úsek potrubního systému.

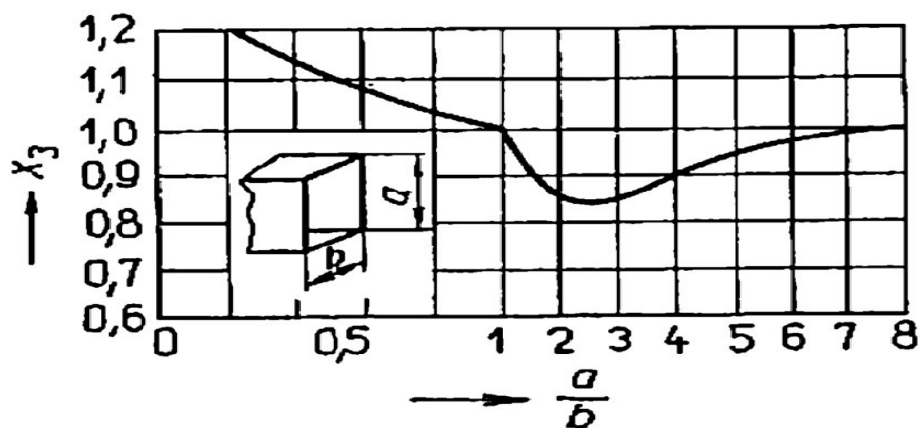




Obr. 7-6 Závislost opravného součinitele  $x_1$  na  $Re$  [6]

$$Re_{zavent.} = 456759 \rightarrow x_1 = 1,0$$

Součinitel  $x_2$  jsem stanovil z grafu na Obr. 7-7, podle známých hodnot rozměrů.



Obr. 7-7 Závislost opravného součinitele  $x_2$  na podílu rozměrů  $a/b$  [6]

$$\frac{a_{zavent.}}{b_{zavent.}} = \frac{0,45}{0,2} = 2,25 \rightarrow x_2 = 0,86$$

Dosazením stanovených součinitelů do rovnice (7.14) dostaneme:

$$\xi_{zavent.} = 0,15 \cdot 1,0 \cdot 0,86 = 0,129$$

Dosazením do rovnice (7.13) dostanu hodnotu pro tlakovou ztrátu místní:

$$\Delta p_{\xi zavent.} = 0,129 \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 25,8556^2 = 50,3199 \text{ Pa}$$

Celkovou tlakovou ztrátu v úseku za primárním ventilátorem získám součtem stanovené tlakové ztráty třením a tlakové ztráty místní.

$$\Delta p_{z,zavent.} = \Delta p_{\lambda,zavent.} + \Delta p_{\xi zavent.} \text{ [Pa]} \quad (7.15)$$

$$\Delta p_{z,zavent} = 31,8443 + 50,3199 = 82,1642 \text{ Pa}$$

Druhým zvoleným úsekem potrubního systému je vzduchová skříň s odbočkou, vedoucí k práškovodům, jak je zaznačeno na *Obr. 7-8*.



*Obr. 7-8 Úsek potrubního systému – vzduchová skříň s odbočkou*

Jedná se o úsek čtvercového průřezu o rozměrech 0,4 x 0,4 m s odbočkou, kde tedy dochází k dělení proudu.

Pro stanovení tlakové ztráty, jsem použil stejný postup a vzorce, jako v předchozím úseku, ve kterých se pouze objevily jiné veličiny, odpovídající úseku tlakové skříně.

Podle vzorce (7.6) bude průtočná plocha tohoto úseku po dosazení známých rozměrů:

$$S_{\text{skrin}} = a_{\text{skrin}} \cdot a_{\text{skrin}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{\text{skrin}} = 0,4 \cdot 0,4 = 0,16 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění bude pro známé hodnoty plochy a objemového průtoku  $Q_{\text{skrin}} = Q_{\text{zavent}}$  podle vzorce (7.5):

$$w_{\text{skrin}} = \frac{Q_{\text{skrin}}}{S_{\text{skrin}}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$w_{\text{skrin}} = \frac{2,327}{0,16} = 14,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Reynoldsovo číslo, charakterizující druh proudění stanovím ze vztahu (7.8).

$$Re_{skrin} = \frac{w_{skrin} \cdot d_{skrin}}{v_{vz}} \quad [1]$$

Podle vzorce (7.9) jsem nejprve musel stanovit průměr:

$$d_{skrin} = \frac{4 \cdot S_{skrin}}{O_{skrin}} \quad [m]$$

$$d_{skrin} = \frac{4 \cdot 0,16}{4 \cdot 0,4} = 0,4 \text{ m}$$

Reynoldsovo číslo, tedy bude pro neměnnou hodnotu viskozity vzduchu:

$$Re_{skrin} = \frac{14,55 \cdot 0,4}{0,00001568} = 371117$$

Podle předpokladu se opět jedná o rozvinuté turbulentní proudění, a mohu tedy použít stejný vztah (7.11), ke stanovení součinitele třecích ztrát:

$$\lambda_{skrin} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_{skrin}}{3,7 \cdot d_{skrin}} + \frac{5,74}{Re_{skrin}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [1]$$

Relativní drsnost pro stejnou hodnotu ekvivalentní drsnosti  $k=0,00015$  m bude podle vztahu (7.12):

$$\varepsilon_{skrin} = \frac{k}{d_{skrin}} \quad [1]$$

$$\varepsilon_{skrin} = \frac{0,00015}{0,4} = 0,000375$$

Hodnota součinitele třecích ztrát, tedy bude:

$$\lambda_{skrin} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{0,000375}{3,7 \cdot 0,4} + \frac{5,74}{371117^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01541$$

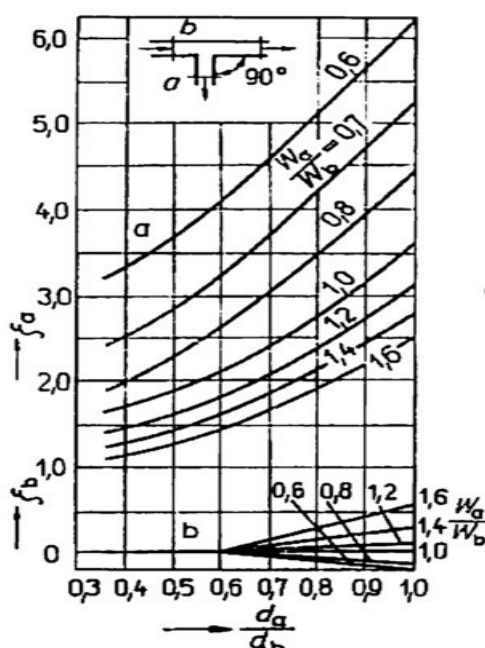
Nyní znám všechny potřebné hodnoty ke stanovení tlakové ztráty třením v tomto daném úseku dle vzorce (7.7) pro známou hodnotu délky úseku  $l_{skrin}=1$  m.

$$\Delta p_{\lambda,skrin} = \lambda_{skrin} \cdot \frac{l_{skrin}}{d_{skrin}} \cdot \frac{\rho_{vz}}{2} \cdot w_{skrin}^2 \quad [Pa]$$

$$\Delta p_{\lambda,skrin} = 0,01541 \cdot \frac{1}{0,4} \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 14,55^2 = 4,758 \text{ Pa}$$

Dále je nutné v tomto úseku stanovit tlakovou ztrátu místní. Tu bude tvořit zejména tlaková ztráta místní, vzniklá dělením proudu.

Součinitel místní ztráty jsem stanovil z Obr. 7-9.



Obr. 7-9 Součinitele místních ztrát pro dělení proudu [6]

Z obrázku vyplývá, že bude nutné stanovit rychlost v navazující části potrubí, která způsobuje dělení proudu ve vzduchové skříní. Navazujícím úsekem, je odbočka, vedoucí k práškovodu. Konkrétně se jedná o potrubí kruhového průřezu o známého hodnotě průměru  $d_{\text{odbočka}}=0,22$  m.

Rychlost proudění v úseku odbočky stanovím ze vzorce (7.5) pro známou hodnotu objemového průtoku vzduchu, kterou je však nutné podělit počtem paralelních odboček a pro hodnotu průtočné plochy, vycházející ze známé hodnoty průměru. To znamená, že objemový průtok vzduchu v tomto úseku a průtočná plocha se stanoví následovně:

$$Q_{\text{odbočka}} = \frac{Q_{\text{skrin}}}{2} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$Q_{\text{odbočka}} = \frac{2,327}{2} = 1,164 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtočnou plochu stanovím ze vzorce (7.4):

$$S_{\text{odbočka}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{odbočka}}^2}{4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{\text{odbocka}} = \frac{\pi \cdot 0,22^2}{4} = 0,03801 \text{ m}^2$$

Dosazením do vzorce (7.5) dostanu hodnotu rychlosti:

$$w_{\text{odbocka}} = \frac{Q_{\text{odbocka}}}{S_{\text{odbocka}}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$w_{\text{odbocka}} = \frac{1,164}{0,03801} = 30,61 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Ve směru (b), tedy ve vzduchové skříni bude součinitel místní ztráty, vzniklý dělením proudu, dle *Obr. 7-9*:

$$\frac{w_a}{w_b} = \frac{14,55}{30,61} = 2,1$$

$$\frac{d_a}{d_b} = \frac{0,22}{0,4} = 0,55$$

$$\xi_b = 0$$

Ve vzduchové skříni nedojde k ovlivnění součinitele tlakové ztráty místní změnou proudu.

$$\xi_b = \xi_{\text{skrin}} = 0$$

Tlaková ztráta místní bude taktéž nulová.

Celková tlaková ztráta ve vzduchové skříni, tedy bude podle vzorce (7.15)

$$\Delta p_{z,\text{skrin}} = \Delta p_{\lambda,\text{skrin}} + \Delta p_{\xi,\text{skrin}} \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{z,\text{skrin}} = 4,758 + 0 = 4,758 \text{ Pa}$$

Následuje úsek, vedoucí k práškovoedu, jak jsem již zmínil při stanovování místní tlakové ztráty, vlivem dělení proudu. Tlakové ztráty místní jsou v tomto úseku ovlivněny dále tvarovým orgánem, ve formě kolena 90 °, jak je patrné z *Obr. 7-10*, uvedeného pod tímto textem.



*Obr. 7-10 Úsek odbočky, vedoucí k práškovodu*

Rychlost proudění vzduchu, průtočnou plochu a objemový průtok vzduchu tímto úsekem jsem již stanovil u tlakové ztráty místní pro vzduchovou skříň.

V této chvíli, jsem schopen stanovit Reynoldsovo číslo, pro neměnnou hodnotu viskozity vzduchu podle vztahu (7.8).

$$Re_{odbocka} = \frac{w_{odbocka} \cdot d_{odbocka}}{v_{vz}} \quad [1]$$

$$Re_{odbocka} = \frac{30,61 \cdot 0,22}{0,00001568} = 429564$$

I zde se jedná o rozvinuté turbulentní proudění, a mohu ke stanovení součinitele třecích ztrát užít vzorec (7.11).

$$\lambda_{odbocka} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{\epsilon_{odbocka}}{3,7 \cdot d_{odbocka}} + \frac{5,74}{Re_{odbocka}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [1]$$

Relativní drsnost pro stejnou hodnotu ekvivalentní drsnosti  $k=0,00015$  m bude podle vztahu (7.12):

$$\epsilon_{odbocka} = \frac{k}{d_{odbocka}} \quad [1]$$

$$\epsilon_{odbocka} = \frac{0,00015}{0,22} = 0,0006818$$

Hodnota součinitele třecích ztrát, tedy bude:

$$\lambda_{\text{odbocka}} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{0,0006818}{3,7 \cdot 0,22} + \frac{5,74}{429564^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01517$$

Nyní znám všechny potřebné hodnoty ke stanovení tlakové ztráty třením v tomto daném úseku dle vzorce (7.7), pro známou hodnotu délky úseku  $l_{\text{odbocka}}=3$  m.

$$\Delta p_{\lambda, \text{odbocka}} = \lambda_{\text{odbocka}} \cdot \frac{l_{\text{odbocka}}}{d_{\text{odbocka}}} \cdot \frac{\rho_{\text{vz}}}{2} \cdot w_{\text{odbocka}}^2 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{\lambda, \text{odbocka}} = 0,01517 \cdot \frac{3}{0,22} \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 30,61^2 = 113,097 \text{ Pa}$$

Zbývá v tomto úseku stanovit tlakovou ztrátu místní. Ta bude tvořena ztrátou, vzniklou dělením proudu a ztrátou způsobenou tvarovým orgánem, který je koleno  $90^\circ$ . U stanovení součinitele místní tlakové ztráty, vzniklé dělením proudu navážu na již stanovené koeficienty a pouze určím součinitel místní ztráty pro druhý směr (a), který odpovídá odbočce.

$$\frac{w_a}{w_b} = \frac{14,55}{30,61} = 2,1$$

$$\frac{d_a}{d_b} = \frac{0,22}{0,4} = 0,55$$

Podle Obr. 7-9.:

$$\xi_a = \xi_{1\text{odbocka}} = 0$$

Pro stanovení součinitele místní ztráty, vzniklé tvarovým orgánem jsem použil vztah (7.14)

$$\xi_{2\text{odbocka}} = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad [1]$$

V tomto úseku postačí stanovit součinitel platný v rozsahu  $Re=10^3 - 10^5$  a pro kruhová a čtvercová kolena s úhlem  $90^\circ$  a také opravný součinitel, zohledňující jinou hodnotu  $Re$ .

Součinitel  $\xi_0$  bude dle Obr. 7-5.:

$$\frac{r_{s, \text{odbocka}}}{b_{\text{odbocka}}} = \frac{0,33}{0,22} = 1,5 \rightarrow \xi_0 = 0,15$$

Opravný součinitel, zohledňující jinou hodnotu  $Re$  stanovím z Obr. 7-6.

$$Re_{\text{odbocka}} = 429564 \rightarrow x_1 = 1,0$$

Potom tedy součinitel místní ztráty, vzniklé kolenem, bude zároveň celkovým součinitelem místní ztráty pro tento úsek.

$$\xi_{\text{odbočka}} = \xi_{2\text{odbočka}} = 0,15 \cdot 1,0 = 0,15$$

Tlaková ztráta místní, úseku odbočky bude dle vzorce (7.13):

$$\Delta p_{\xi\text{odbočka}} = \xi_{\text{odbočka}} \cdot \frac{\rho_{\text{vz}}}{2} \cdot w_{\text{odbočka}}^2 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{\xi\text{odbočka}} = 0,15 \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 30,61^2 = 82,008 \text{ Pa}$$

Celkovou tlakovou ztrátu tohoto úsek jsem stanovil ze vzorce (7.15)

$$\Delta p_{z,\text{odbočka}} = \Delta p_{\lambda,\text{odbočka}} + \Delta p_{\xi,\text{odbočka}} \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{z,\text{odbočka}} = 113,097 + 82,008 = 195,105 \text{ Pa}$$

Posledním úsekem, tvořící řešený potrubní systém, je práškovod, vedoucí k výkonovému hořákům viz. *Obr. 7-11*. Jedná se o kruhové potrubí o průměru 0,175 m, délky 17 m, ve kterém se nachází 4 tvarové orgány, ve formě kolena 30 °, dále pak regulační klapa, směšovací ejektor a také samotný výkonový hořák.



*Obr. 7-11 Práškovod, vedoucí k výkonovému hořáku*

Rychlost proudění vzduchu tímto potrubním úsekem stanovím ze vzorce (7.5) pro známou hodnotu objemového průtoku vzduchu  $Q_{\text{odbočka}} = Q_{\text{práskovod}}$ , a pro hodnotu průtočné plochy, vycházející ze známého průměru.

Průtočnou plochu stanovím ze vzorce (7.4):



$$S_{\text{praskovod}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{praskovod}}^2}{4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{\text{praskovod}} = \frac{\pi \cdot 0,175^2}{4} = 0,02405 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění vzduchu tímto potrubním úsekem bude:

$$w_{\text{praskovod}} = \frac{Q_{\text{praskovod}}}{S_{\text{praskovod}}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$w_{\text{praskovod}} = \frac{1,164}{0,02405} = 48,399 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

V této chvíli mohu stanovit Reynoldsovo číslo, pro neměnnou hodnotu viskozity vzduchu podle vztahu (7.8).

$$Re_{\text{praskovod}} = \frac{w_{\text{praskovod}} \cdot d_{\text{praskovod}}}{\nu_{\text{vz}}} \text{ [1]}$$

$$Re_{\text{praskovod}} = \frac{48,399 \cdot 0,175}{0,00001568} = 540024$$

I v tomto úseku se jedná o rozvinuté turbulentní proudění, a mohu ke stanovení součinitele třecích ztrát užít vzorec (7.11).

$$\lambda_{\text{praskovod}} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon_{\text{praskovod}}}{3,7 \cdot d_{\text{praskovod}}} + \frac{5,74}{Re_{\text{praskovod}}^{0,9}} \right) \right]^2} \text{ [1]}$$

Relativní drsnost, jako v předchozích úsecích stanovím pro stejnou hodnotu ekvivalentní drsnosti  $k=0,00015$  m podle vztahu (7.12):

$$\varepsilon_{\text{praskovod}} = \frac{k}{d_{\text{praskovod}}} \text{ [1]}$$

$$\varepsilon_{\text{praskovod}} = \frac{0,00015}{0,175} = 0,0008571$$

Hodnota součinitele třecích ztrát, tedy bude:

$$\lambda_{\text{praskovod}} = \frac{1,318}{\left[ \ln \left( \frac{0,0008571}{3,7 \cdot 0,175} + \frac{5,74}{540024^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01482$$

Nyní znám všechny potřebné hodnoty ke stanovení tlakové ztráty třením v tomto daném úseku dle vzorce (7.7).

$$\Delta p_{\lambda, \text{praskovod}} = \lambda_{\text{praskovod}} \cdot \frac{l_{\text{praskovod}}}{d_{\text{praskovod}}} \cdot \frac{\rho_{\text{vz}}}{2} \cdot w_{\text{praskovod}}^2 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{\lambda, \text{praskovod}} = 0,01482 \cdot \frac{17}{0,175} \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 48,399^2 = 1967,763 \text{ Pa}$$

Následuje stanovení tlakové ztráty místní pro práškovod. Tlakové ztráty místní jsou způsobeny 4 tvarovými orgány – koleny 30 °, směšovacím prvkem, regulační klapkou a výkonovým hořákem.

Nejprve tedy stanovím součinitel místní ztráty, způsobené koleny podle vztahu (7.14):

$$\xi_{\text{praskovod, koleno}} = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad [1]$$

V tomto úseku bude třeba stanovit opravný součinitel, zohledňující jiné Re a opravný součinitel, zohledňující jiný úhel kolena.

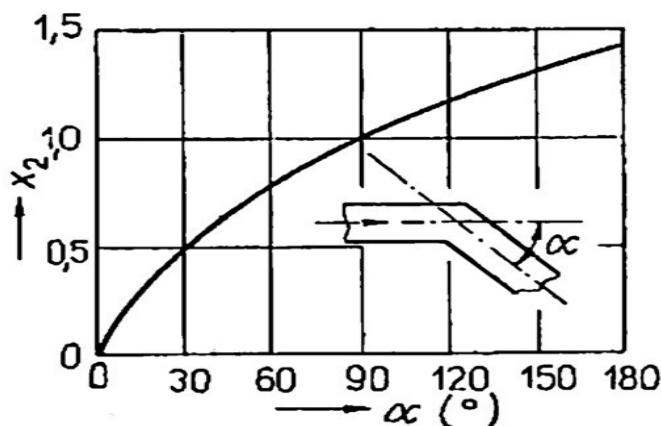
Součinitel  $\xi_0$  jsem stanovil z grafu, uvedeném na Obr. 7-5, a to na základě znalosti geometrických rozměrů.

$$\frac{r_{s, \text{praskovod}}}{b_{\text{praskovod}}} = \frac{0,263}{0,175} = 1,5 \rightarrow \xi_0 = 0,15$$

Ke stanovení opravného součinitele  $x_1$  jsem využil grafu na Obr. 7-6 a známé hodnoty Reynoldsova čísla pro tento úsek potrubního systému.

$$\text{Re}_{\text{praskovod}} = 540024 \rightarrow x_1 = 1,0$$

Opravný součinitel, zohledňující jiný úhel kolena, stanovím na základě znalosti úhlu kolena  $\alpha=30^\circ$  z Obr. 7-12.



Obr. 7-12 Opravný součinitel, zohledňující jiný úhel kolena v závislosti na úhlu  $\alpha$  [6]

$$\alpha_{\text{praskovod ,koleno}} = 30^\circ \rightarrow x_2 = 0,5$$

Součinitel místní ztráty, způsobené koleny bude:

$$\xi_{\text{praskovod ,koleno}} = 0,15 \cdot 1,0 \cdot 0,5 = 0,075$$

Součinitel místní ztráty směšovacího prvku (ejektoru) jsem určil z literatury [6], jako součinitel místní ztráty směšovacího kusu difuzorového, jehož hodnota je

$$\xi_{\text{praskovod,ejektor}}=0,5.$$

Součinitel místní ztráty regulační klapky pro 100 % otevřený stav je nulový, a proto jej nezahrnuji.

Součinitel místní ztráty výkonového hořáku jsem z literatury [6] stanovil

$$\xi_{\text{praskovod,horak}}=3,0$$

Celkový součinitel místní ztráty pro práškovodu při zohlednění počtu (4) tvarových orgánů bude:

$$\xi_{\text{praskovod}} = 4 \cdot \xi_{\text{praskovod ,koleno}} + \xi_{\text{praskovod ,ejektor}} + \xi_{\text{praskovod ,horak}} \quad [1]$$

$$\xi_{\text{praskovod}} = 4 \cdot 0,075 + 0,5 + 3,0 = 3,8$$

Místní tlaková ztráta práškovodu bude dle vzorce (7.13):

$$\Delta p_{\xi_{\text{praskovod}}} = \xi_{\text{praskovod}} \cdot \frac{\rho_{\text{vz}}}{2} \cdot w_{\text{praskovod}}^2 \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{\xi_{\text{praskovod}}} = 3,8 \cdot \frac{1,167}{2} \cdot 48,399^2 = 5193,944 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta práškovodu bude tedy podle vzorce (7.15):

$$\Delta p_{z,\text{praskovod}} = \Delta p_{\lambda,\text{praskovod}} + \Delta p_{\xi,\text{praskovod}} \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{z,\text{praskovod}} = 1967,763 + 5193,944 = 7161,707 \text{ Pa}$$

V tomto okamžiku jsem schopen stanovit celkovou tlakovou ztrátu potrubního systému, jako součet tlakových ztrát pro jednotlivé zvolené úseky.

$$\Delta p_{z(v)} = \Delta p_{z,\text{zaventil.}} + \Delta p_{z,\text{skrin}} + \Delta p_{z,\text{odbocka}} + \Delta p_{z,\text{praskovod}} \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{z(v)} = 82,1642 + 4,758 + 195,105 + 7161,707 = 7443,734 \text{ Pa}$$

Z hlediska verifikace dosažené hodnoty tlakové ztráty a posouzení případné nepřesnosti výpočtu, provedu kontrolní stanovení tlakové ztráty, na základě naměřených tlaků v sání a výtlačku primárního ventilátoru.

Vyjádřit tlakovou ztrátu potrubního systému lze i pomocí rozdílu celkových tlaků na výtlačku a v sání.

$$\Delta p_z = p_{C,vytlak} - p_{C,sani} \quad [\text{Pa}] \quad (7.16)$$

kde  $p_{C,vytlak}$  je celkový tlak na výtlačku [Pa]

$p_{C,sani}$  je celkový tlak na sání [Pa]

Celkový tlak na výtlačku stanovím z naměřených tlaků podle vzorce (7.2):

$$p_{C,vytlak} = p_{d,vytlak} + (p_{stat,vytlak} + p_{atm}) \quad [\text{Pa}]$$

kde  $p_{d,sani}$  je dynamický tlak v sání primárního ventilátoru [Pa]

$p_{stat,sani}$  je statický tlak v sání primárního ventilátoru [Pa]

$p_{atm}$  je atmosférický tlak [Pa]

Pro dynamický tlak na výtlačku uvažuji stejnou hodnotu, jako v sání.

$$p_{C,vytlak} = 88,9 + (7200 + 98700) = 105988,9 \text{ Pa}$$

Dosažením celkových tlaků do vzorce (7.16) dostanu hodnotu tlakové ztráty:

$$\Delta p_z = 105988,9 - 98542,9 = 7446 \text{ Pa}$$

Hodnoty tlakových ztrát potrubního systému, stanovené součtem jednotlivých tlakových ztrát (7440,322 Pa) a stanovené pomocí naměřených hodnot (7446 Pa), se téměř shodují. Vzájemná odchylka obou hodnot činí pouze 5,678 Pa, což je zanedbatelná hodnota rozdílu, beru-li v potaz fakt, že výpočet tlakové ztráty, jako součet jednotlivých dílčích ztrát má charakter zjednodušeného výpočtu.

Po verifikaci jsem na základě provedeného výpočtu sestavil základní výpočetní model v programu EES, a to pro potřeby řešení úprav, kdy jsem musel dále stanovit tlakové ztráty pro provozní podmínky a pro provozní podmínky, zahrnující navrhovanou změnu průměru práškovodu. Manuální výpočet by byl příliš rozsáhlý a časově náročný. V následujících podkapitolách, které se zabývají zmíněným stanovením tlakových ztrát pro provozní podmínky, i se zahrnutou navrhovanou změnou průměru, jsem využil základní model a modifikoval ho pro jiné provozní podmínky, než pro jaké byl vytvořen.

V této podkapitole, ještě než přejdu ke stanovení tlakových ztrát pro provozní stav, uvedu tlakovou charakteristiku primárního ventilátoru a odporovou charakteristiku potrubní sítě.

Tlaková charakteristika primárního ventilátoru vyjadřuje závislost celkového dopravního tlaku na průtoku. K jejímu sestrojení jsem využil naměřené hodnoty tlaků v sání a na výtlaku primárního ventilátoru respektive rozdíl celkových tlaků v sání a na výtlaku dle rovnice (7.16) a hodnoty objemových průtoků pro provozní stavy, které byly postupně nastavovány během měření, přestavením regulační klapky na výtlaku, jak jsem již zmínil v podkapitole, zabývající se popisem měření. Dopravní tlaky pro jednotlivé provozní stavy:

Ke stanovení jsem použil Microsoft Excel. Nejprve jsem určil dle rovnice (7.2) celkové tlaky v sání a na výtlaku a poté i dopravní tlaky, jako jejich vzájemný rozdíl dle zmíněné rovnice (7.16). Software jsem poté také využil k tvorbě charakteristik, ze stanovených hodnot.

$$\Delta p_1 = 7446 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_2 = 7797 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_3 = 8209 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_4 = 8544 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_5 = 8961 \text{ Pa}$$

Příslušné objemové průtoky, pro jednotlivé provozní stavy jsem stanovil z rovnice (7.3), na základě znalosti průtočné plochy v sání a na základě rychlostí vzduchu v sání, k jejichž určení jsem využil rovnici (7.1). Výpočet jsem taktéž provedl prostřednictvím MS Excel.

$$Q_1 = 2,3276 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

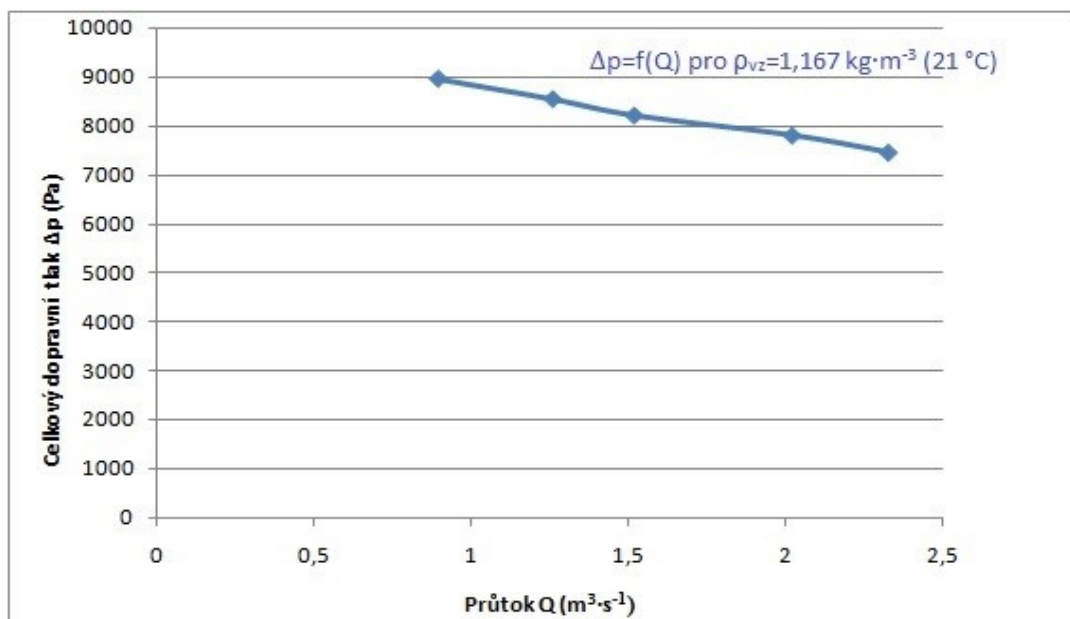
$$Q_2 = 2,0221 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_3 = 1,5198 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_4 = 1,2612 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_5 = 0,8969 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

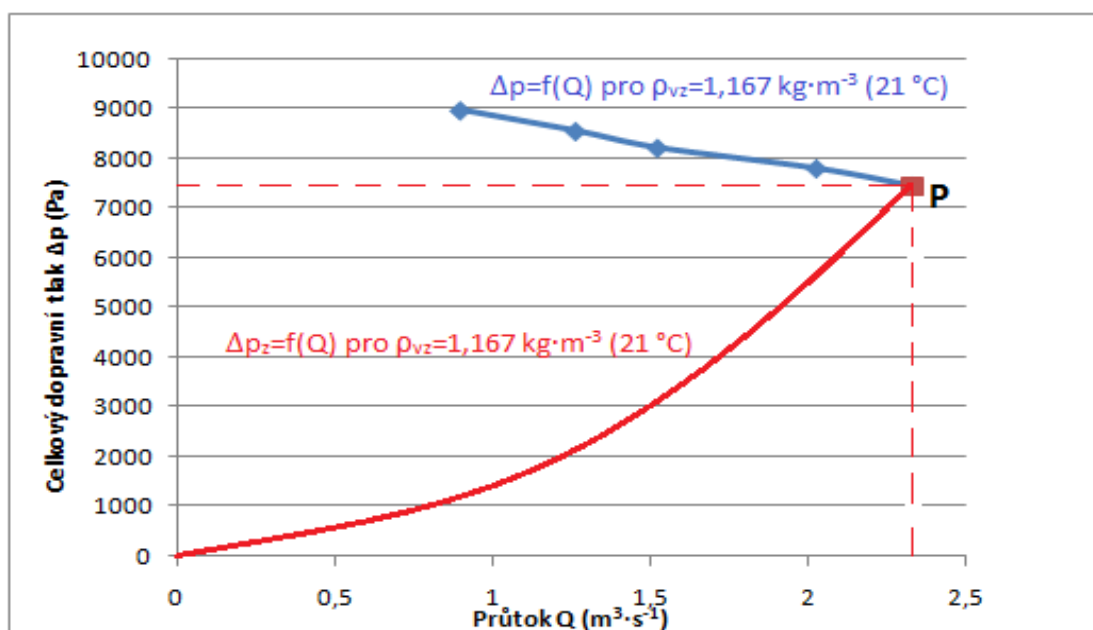
Graf ze stanovených hodnot v MS Excel pro tlakovou charakteristiku bude mít následující podobu:



Graf. 7-1 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru pro vzduch o teplotě  $21^\circ \text{C}$

Odporová charakteristika potrubní sítě je tvořena parabolou s vrcholem v počátku. K jejímu sestavení jsem tedy použil paraboly, která prochází bodem, vzniklým ze stanovené hodnoty tlakové ztráty potrubního systému  $7440,322 \text{ Pa}$  a odpovídajícího objemového průtoku  $2,3276 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .

Takto vytvořenou odporovou charakteristiku potrubní sítě jsem importoval do Graf. 7-1, obsahující tlakovou charakteristiku a získal pracovní bod primárního ventilátoru (P), jako průsečík obou charakteristik, viz. Graf 7-2.



Graf. 7-2 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru s odporovou charakteristikou pro vzduch o teplotě  $21^\circ \text{C}$

### 7.2.2 Tlaková ztráta potrubního systému při provozních podmínkách

Provozní podmínky (stav) jsou charakterizovány teplotou vzduchu  $t_{vz}=80\text{ }^{\circ}\text{C}$  a také dopravovaným uhelným práškem, který je dávkován do práškovodu. Dosahovaná rychlost v práškovodech při běžném provozu odpovídá přibližně hodnotě  $22\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tyto údaje jsem importoval do základního modelu v programu EES, vycházejícího z předešlého verifikovaného výpočtu, a vytvořil tak model, vhodný ke stanovení tlakových ztrát pro provozní podmínky.

Jiná teplota vzduchu vygeneruje odlišné hodnoty pro hustotu vzduchu a kinematickou viskozitu, což samozřejmě v dalších fázích výpočtu ovlivní např.: hodnoty Reynoldsova čísla apod..

$$\rho_{vzduch}=0,9722\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

$$\nu_{vzduch}=0,00002156\text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$$

$$\text{Re}_{praskovod}=178594$$

Objemový průtok v potrubním systému jsem stanovil podle hodnoty zvolené efektivní rychlosti v práškovodech a na základě znalosti průtočné plochy práškovodu, která zůstává beze změny.

$$Q_{praskovod}=0,5292\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

I zde jsem využil platnost rovnice kontinuity, kdy tedy na jejím základě znám hodnoty objemového průtoku v ostatních částech potrubního systému. Opět je však nutné brát v potaz fakt, že se jedná o dva paralelní práškovody a pro stanovení objemového průtoku v ostatních úsecích, vyjímaje odbočky, vynásobit hodnotu  $Q_{praskovod}$  dvěma.

Následný postup je zcela shodný se základním modelem, až po úsek práškovodu, vedoucího od směšovacího ejektoru k výkonovému hořáku. V tomto úseku jsem musel zahrnout do výpočtu uhelný prášek. Tato změna spočívá v zavedení hustoty směsi uhelného prášku a vzduchu a v přidání tlakové ztráty na urychlení uhelného prášku. Hodnotu hustoty směsi jsem na základě konzultace a doporučení zvolil  $2\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  a hodnotu tlakové ztráty  $4,5\text{ kPa}$ .

Výsledná hodnota celkové tlakové ztráty potrubního systému se zahrnutím provozních podmínek činí:

$$\Delta p_{z(v)}=7195\text{ Pa}$$

Tlakovou charakteristiku pro provozní stav stanovím přepočtem dopravních tlaků, určených pro podmínky během měření, při stejných objemových průtocích. Využiju

obecný vztah platný pro konstantní otáčky a pro změnu celkového dopravního tlaku v závislosti na změně hustoty vzduchu.

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1} \text{ [Pa]} \quad (7.18)$$

Jako hustoty vzduchu, jsem dosadil hodnoty pro vzduch 21 °C a pro 80 °C, které jsou součástí výpočtu tlakových ztrát.

Dosazením hodnot do vzorce v programu MS Excel vedlo k následujícím hodnotám:

$$\Delta p_{12} = 6212 \text{ Pa}$$

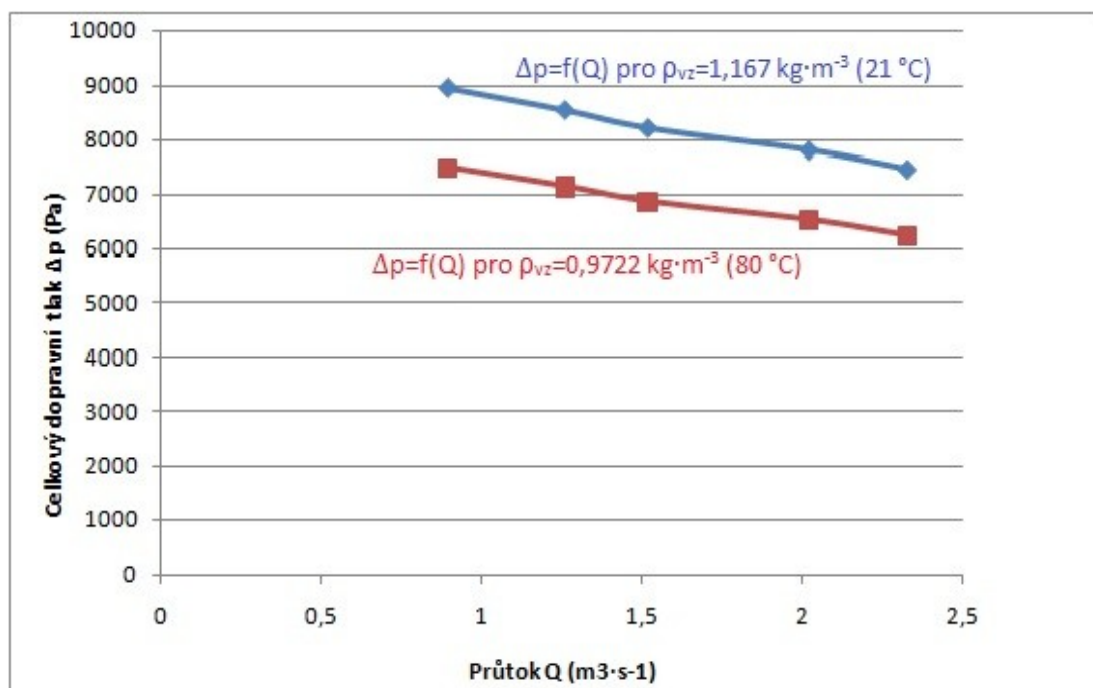
$$\Delta p_{22} = 6505 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{32} = 6849 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{42} = 7128 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{52} = 7476 \text{ Pa}$$

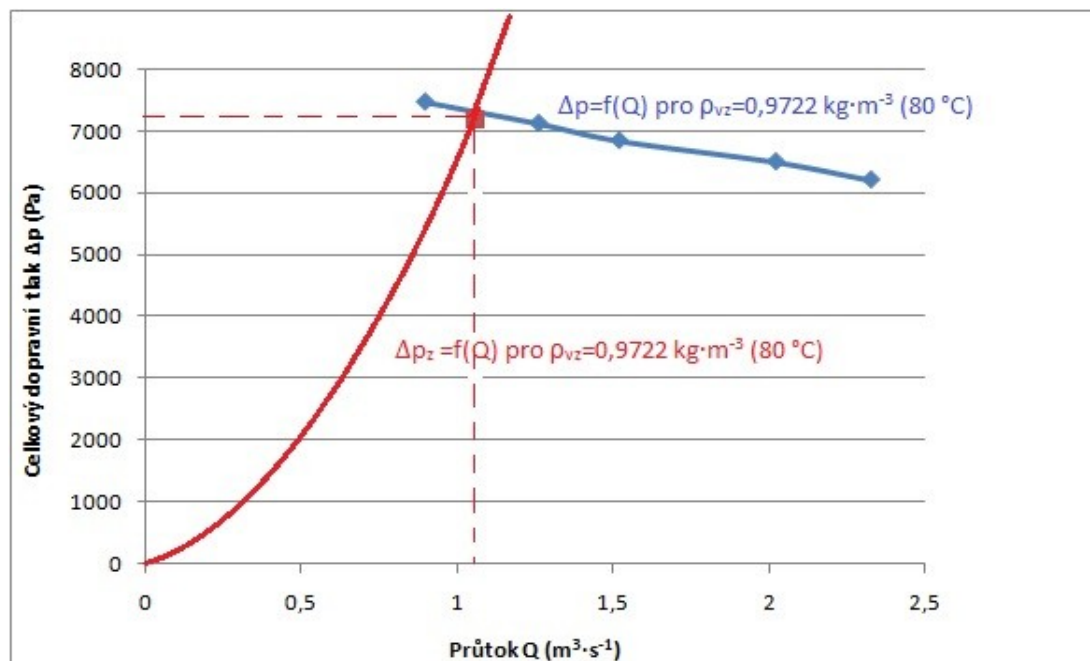
Ze stanovených celkových dopravních tlaků pro vyšší teplotu vzduchu respektive nižší hustotu vzduchu vyplývá, že došlo k poklesu hodnot. Pro názornost jsem tlakovou charakteristiku pro vzduch o teplotě 80 °C přiřadil do grafu, obsahujícího tlakovou charakteristiku ventilátoru pro vzduch 21 °C viz. Graf. 7-3.



Graf. 7-3 Tlakové charakteristika ventilátoru pro vzduch o teplotě 21 °C a 80 °C



S využitím stejného postupu, jako v případě podmínek během měření, jsem do grafu, pouze pro tlakovou charakteristiku primárního ventilátoru při teplotě vzduchu 80 °C, sestrojil odporovou charakteristiku potrubní sítě viz. *Graf 7-4*.



*Graf. 7-4 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru s odporovou charakteristikou pro vzduch o teplotě 80 °C*

### 7.2.3 Tlaková ztráta potrubního systému při provozních podmínkách s navrženou změnou průměru práškovodu

Model v programu EES, který jsem vytvořil pro provozní stav s uvažovanou změnou průměru práškovodu, je velmi podobný modelu pro provozní stav, kterého jsem využil v předchozí podkapitole.

Zmenšení průměru práškovodu znamená, při zachování stejného objemového průtoku  $Q_{\text{praskovod}} = 0,5292 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , jako v případě provozních podmínek, navýšení rychlosti v tomto úseku. Změny tedy oproti předchozímu výpočtu budou pouze v úseku, který vede od směšovacího orgánu k výkonovému hořáku.

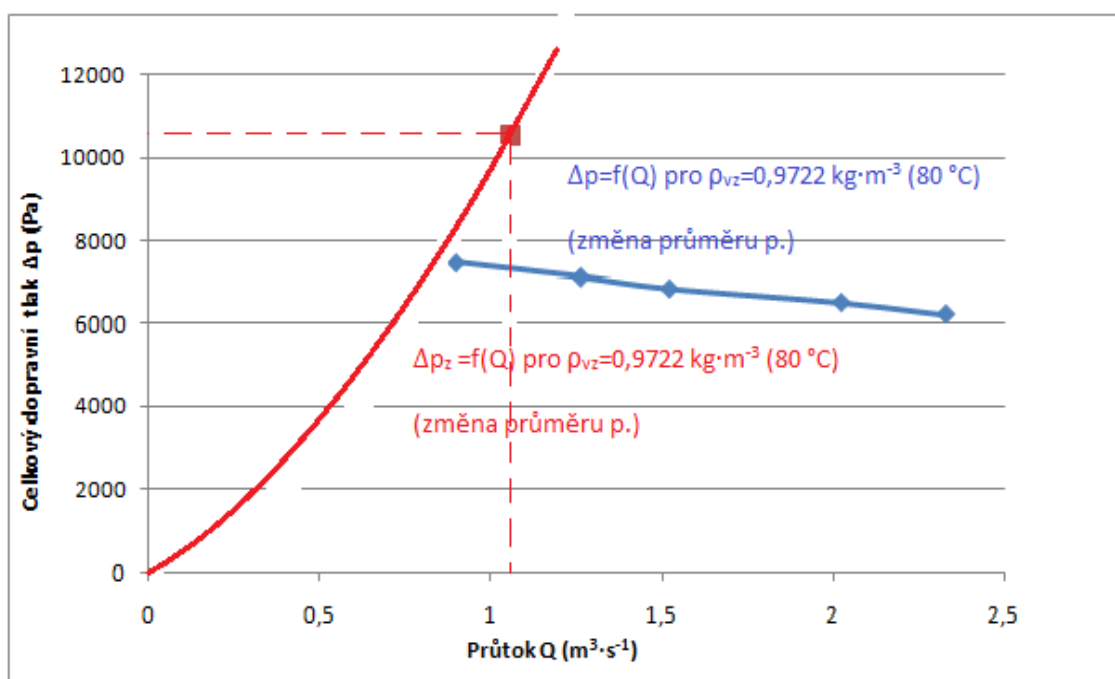
Hodnota průměru práškovodu, ke které se vztahuje navržená úprava, je 0,150 m. Při tomto průměru dojde k navýšení rychlosti z hodnoty  $22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  na hodnotu  $29,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , stanovenou výpočtem.

Je třeba také uvažovat s vyšší hodnotou tlakové ztráty, vzniklé urychlením uhlénného prášku. Pro novou hodnotu rychlosti  $29,59 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , na kterou se musí uh. prášek z klidového stavu urychlit, jsem zvolil, na základě konzultace a doporučení, hodnotu tlakové ztráty urychlením 5,5 kPa.

Po zavedení všech zmíněných změn, mi vytvořený výpočetní model vygeneroval celkovou tlakovou ztrátu potrubního systému.

$$\Delta p_{z(v)} = 10651 \text{ Pa}$$

Tlaková charakteristika primárního ventilátoru zůstává stejná a pouze dochází ke změně odporové charakteristiky potrubní sítě, kterou jsem zavedl do grafu pro tlakovou charakteristiku ventilátoru s využitím stejného postupu, jako v předešlých podkapitolách. Dojde samozřejmě i k posunu pracovního bodu primárního ventilátoru, jako průsečíku tlakové charakteristiky ventilátoru a odporové charakteristiky potrubního systému. Na základě výsledku, v rámci grafu *Graf. 7-5*, posoudím tlakové schopnosti současných zařízení respektive primárních ventilátorů.



*Graf. 7-5 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru s odporovou charakteristikou pro vzduch o teplotě 80 °C a pro změnu průměru*

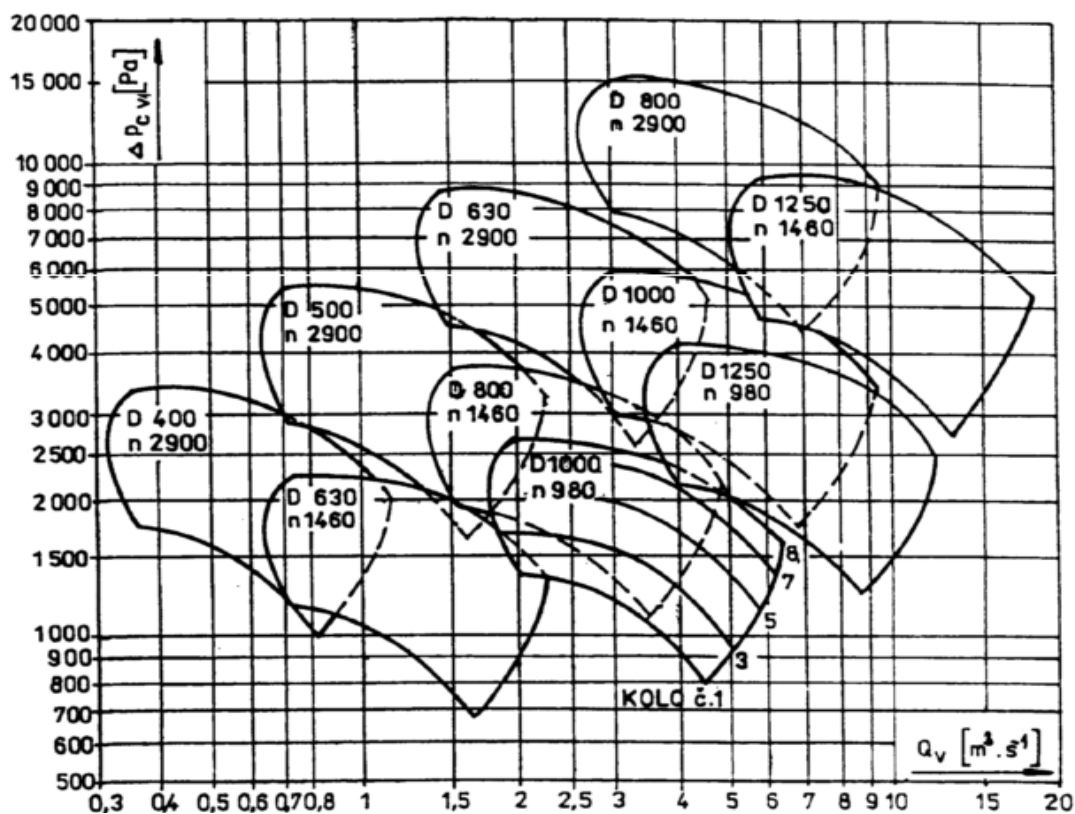
Z *Graf.7-5* je patrné, že změnou průměru práškovodu na hodnotu 0,150 m, se dostáváme vlivem zvýšených tlakových ztrát systému, mimo tlakové schopnosti současných radiálních primárních ventilátorů

V diplomové práci uváděné výpočetní modely v programu EES a také v MS Excel, které jsem vytvořil ke stanovení tlakových ztrát, jsou součástí přiloženého datového nosiče CD.

### 7.3 Technický popis řešení navržené úpravy

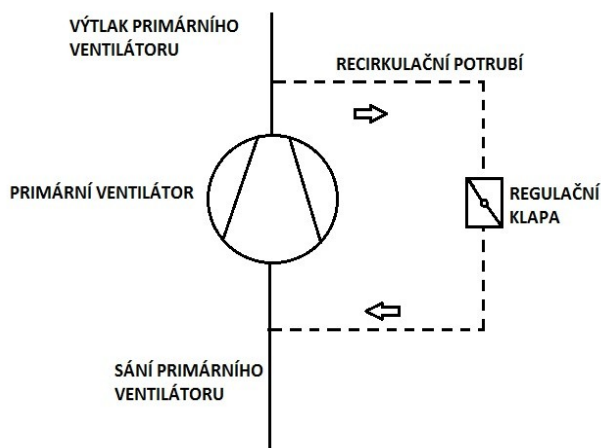
Navržená úprava bude tedy spočívat v již několikrát zmíněné změně průměru práškovodů a to konkrétně z dosavadní hodnoty 0,175 m na novou hodnotu 0,150 m, jak je také zakresleno na výkrese řezu kotle K6 (DP-POK-01), který je součástí příloh diplomové práce. Práškovody o nově navrženém průměru zajistí rychlost  $29,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , která bude podle mého předpokladu dostatečně velká, aby zamezila usazování hrubé frakce propláستku ve spodních částech horizontálně situovaného potrubí a s tím i vzniku souvisejícího přímého foukání. Na základě měření a následných souvisejících výpočtů tlakových ztrát, provedených pomocí vytvořených modelů v programu EES a pomocí softwaru MS Excel, jsem si potvrdil počáteční předpoklad o nárůstu tlakové ztráty potrubního systému, vlivem zvýšené rychlosti. Dle vytvořených charakteristik ventilátoru a potrubního systému jsem také dále zjistil, že vlivem nárůstu tlakové ztráty se dostanu mimo tlakové schopnosti současných radiálních primárních ventilátorů. Pro nově navržené práškovody bude tedy nutné k zajištění potřebného dopravního tlaku v potrubní síti nahradit stávající zařízení novými radiálními ventilátory, které budou schopny zajistit žádaný tlak.

Pro návrh ventilátoru jsem využil stanovenou tlakovou ztrátu 10651 Pa při hustotě vzduchu  $0,9722 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$  a objemovém průtoku vzduchu  $1,058 \text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ . Z tlakové ztráty, kterou je třeba překonat, respektive z celkového dopravního tlaku vyplývá, že se bude muset jednat o vysokotlaké ventilátory. Mnou navržený ventilátor bude od firmy ZVVZ MACHINERY a. s. Při návrhu je třeba dbát na to, že většina výrobců ve svých katalogových listech udává charakteristiky ventilátoru pro určité podmínky, které jsou nejčastěji charakterizovány hustotou vzduchu  $\rho_{vz}=1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ . Stejně tomu je i v případě katalogového listu od zmíněné firmy ZVVZ MACHINERY a. s. Musel jsem tedy hodnotu celkového dopravního tlaku s využitím vzorce (7.18) přepočítat na hustotu vzduchu  $1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ . Objemový průtok zůstává při změně hustoty dopravované látky (vzduchu) stejný. Hodnota celkového tlaku po přepočtení na podmínky udávané výrobcem má hodnotu po zaokrouhlení 13147 Pa. Pracovní oblasti vysokotlakých jednostranně sacích ventilátorů od firmy ZVVZ MACHINERY a. s. jsou uvedeny v následujícím obrázku *Obr. 7-13*.



Obr. 7-13 Pracovní oblasti ventilátorů RVM 400 - 1250[10]

Převážná většina vysokotlakých ventilátorů, které jsou schopny zajistit mnou požadovaný dopravní tlak, je dimenzována pro větší objemové průtoky, než jaké jsou v mém případě. Zvolil jsem tedy radiální vysokotlaký ventilátor jednostranně sacího typu RVM 800 s otáčkami  $n=2900 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ , dle celkového dopravního tlaku. Problém s větším objemovým průtokem, než jaký potřebuji, jsem konstrukčně schopný vyřešit pomocí recirkulace vzduchu. Jednalo by se o přidání recirkulačního potrubí, vedoucího od výtlaku k sání, opatřeného regulační klapou, pomocí které by se reguloval objemový průtok na výtlaku primárního ventilátoru viz. Obr. 7-14.



Obr. 7-14 Recirkulace vzduchu na primárním ventilátoru

Další otázkou, která se nabízí, je počet primárních ventilátorů. Pro mé podmínky by dostačoval jeden primární ventilátor, zvoleného typu. Technické opodstatnění současných dvou primárních ventilátorů vnímám pouze z hlediska zálohy, při situacích, kdy by došlo k výpadku jednoho z nich, a to k zajištění provozu kotle. V rámci zachování zálohy bude tedy pravděpodobně vhodné nahradit oba současné primární ventilátory, novými vysokotlakými radiálními ventilátory jednostranně sacími typu RVM 800.

Popsané úpravy povedou k odstranění problému s usazováním hrubé frakce proplásku v práškovodech a zamezení vzniku přímého foukání, a tedy i ke stabilizaci hoření a provozu kotle. Na základě informací od pracovníků teplárny se nabízí ještě jedna varianta, která řeší také problém s přímým foukáním, a to naprosto stejným způsobem, ale navíc by vedla i k výraznějšímu zlepšení účinnosti kotle a k lepší ekonomické efektivnosti provozu, a to zvýšením teploty primárního vzduchu. Současné primární ventilátory nasávají horký vzduch, ohřátý v ohřívačce vzduchu na teplotu 220 °C, ale poté dochází k regulaci respektive snižování teploty přívodem studeného vzduchu z prostoru kotelny a to konkrétně na hodnotu 80 °C, kterou jsem uvažoval i pro stanovení tlakových ztrát při provozních podmínkách. Teplota 80 °C je používána především z důvodu ochrany ložisek ventilátorů. Vždy je však snaha mít teplotu primárního vzduchu co nejvyšší a to z hlediska účinnosti kotle a ekonomiky provozu. To znamená, že tato varianta úpravy by navíc zahrnovala návrh primárních ventilátorů, které by byly opatřeny žebrovanými kotouči na hřídeli. Tím by byla zajištěna ochrana ložisek a bylo by umožněno využití primárního vzduchu o výrazně vyšší teplotě 220 °C. V rámci diplomové práce jsem při řešení úprav a výpočtech uvažoval se současnou teplotou primárního vzduchu a popsanou variantu, zahrnující vyšší teplotu primárního vzduchu, zde uvádím pouze jako možnou variantu vylepšení, bez dalších podrobnějších specifikací vlastního řešení.

## 8. Technicko – ekonomické zhodnocení přínosu rekonstrukce

Nejprve se zaměřím na zhodnocení rekonstrukce, která by zahrnovala možné úpravy, které by vedly k celkovému snížení množství přísávaného falešného vzduchu. Rekonstrukce by znamenala demontáž současného oplechování a jeho náhradu, dále kvalitní zatěsnění výsypky kotle K6, zatěsnění montážních otvorů a zatěsnění Martinů. Jedná se o místa, kde dochází k největšímu navyšování množství přísávaného falešného vzduchu a jejich vhodnou úpravou bychom tedy dosáhli jeho výrazného snížení. Všechny tyto úpravy společně s pravidelnou kontrolou stavu izolace a zatěsnění by vedly ke zlepšení účinnosti spalovacího zařízení a ke snížení množství emisí (NO<sub>x</sub>), vznikajících spalovacím procesem. Na rekonstrukci by samozřejmě musel současný provozovatel vynaložit jisté finanční prostředky, které by pokryly popsané úpravy a práce s nimi spojené. Ve své práci jsem se bližším řešením ani popisem této rekonstrukce nezabýval, avšak je jisté, že by její případná realizace byla přínosná jak z technického hlediska, tak i z hlediska ekonomického, které by zahrnovalo především vyšší ekonomickou efektivitu provozu, a proto ji zařazuji do tohoto konečného hodnocení. Přece jen je třeba si uvědomit, že technické úpravy, vedoucí k navýšení účinnosti zařízení, generují zvýšený ekonomický zisk.

V práci se mnohem podrobněji zabývám jiným problémem, než je nastíněný problém, týkající se přísávání falešného vzduchu. Tímto problémem je, již mnou mnohokrát zmiňované, přímé foukání, vznikající v důsledku uvolňování většího množství usazené hrubší frakce proplástku v horizontálně situovaných práškovodech, ke kterému dochází při požadavku na menší výkon. Tento nežádoucí provozní stav generuje nekontrolovaný nárůst výkonu kotle a tím pádem i nárůst emisí a samozřejmě vede k destabilizaci procesu hoření i celého provozního procesu kotle. Tato problematika si dle mého názoru, z hlediska ekonomického i technického, žádá přednostní řešení, a proto se jí také podrobněji zabývám ve své práci. Postupně jsem dospěl k technickému řešení, které spočívá v náhradě současných práškovodů, práškovody s menším průměrem. Ze současného průměru 0,175 m navrhuji přejít na průměr 0,150. Pro průměr 0,150 m dojde k navýšení rychlosti v páškovodech na hodnotu 29,59 m·s<sup>-1</sup>, která dle předpokladů povede k zamezení usazování hrubších frakcí proplástku. Přínos rekonstrukce je zřejmý z popisu problému a jeho řešení, kdy tedy dojde především k zamezení usazování, a tím i ke stabilizaci procesu hoření a ke stabilizaci celého provozního procesu, při kterém po rekonstrukci nebude docházet k náhlému nekontrolovatelnému nárůstu výkonu kotle i emisí a nebude hrozit riziko zhasnutí kotle, které by mohlo při špatném řešení současného problému nastat. Stabilita hoření a provozu samozřejmě souvisí s účinností zařízení a také tedy s ekonomickým ziskem. Do ekonomického hodnocení rekonstrukce je však třeba zahrnout náklady, s ní spojené. Kromě náhrady 4 současných práškovodů, od směšovacích ejektorů až po výkonové hořáky, musí dojít k výměně stávajících radiálních primárních ventilátorů.

Nově vzniklé tlakové požadavky, vlivem navýšení rychlosti proudění, jsou mimo tlakové schopnosti současných zařízení. Dále bude třeba opatřit primární ventilátory recirkulací vzduchu, v podobě recirkulačního potrubí s regulační klapou, která zajistí požadovaný menší průtok vzduchu, než na jaký jsou primární vysokotlaké ventilátory dimenzovány. Náklady, se zahrnutím všech aspektů rekonstrukce, se budou pohybovat v rozmezí 1,5 až 2 mil. Kč.

Vylepšenou modifikací řešené rekonstrukce, k zamezení přímého foukání, je v práci pouze nastíněná varianta, která by vedla k možnosti použít vyšší teplotu primárního vzduchu. Jednalo by se o zařazení primárních ventilátorů s žebrovaným kotoučem, umístěným na hřídeli. Ložiska takto konstrukčně provedených ventilátorů jsou schopny snášet vyšší teploty. Přínosem navíc, by oproti předchozí rekonstrukci, bylo výraznější snížení emisí NOx a další zvýšení účinnosti, na základě vyšší teploty primárního vzduchu. Došlo by tedy i k dalšímu nárůstu ekonomického zisku. Je však třeba brát v potaz nutnost vynaložit vyšší náklady na primární ventilátory, vhodné pro použití při vyšších teplotách.

Nejlepší variantou z hlediska technického i ekonomického by byla komplexní rekonstrukce, která by zahrnovala všechny popsané úpravy a vedla by k nejvýraznějšímu navýšení účinnosti zařízení, snížení emisí a k vyššímu ekonomickému zisku, ale na druhou stranu za předpokladu nejvyšší počáteční investice.

## 9. Závěr

Úvod práce jsem věnoval seznámení s Teplárnou ČSA Karviná a krátce jsem nastínil i její historii. Následuje technický popis kotle K6 a souvisejících zařízení, zejména tedy mlýnských okruhů. Ten je pro lepší představu o zařízení doplněn o technické parametry, zpracované z hlediska přehlednosti do jednotlivých tabulek.

V další části práce jsem se věnoval popisu měření, které proběhlo na kotli K6 v rámci zkoušek účinnosti a dosaženým výsledkům. Převážnou většinu získaných hodnot jsem zpracoval opět z důvodu přehlednosti do jednotlivých tabulek. Na měření jsem navázal souvisejícími stechiometrickými výpočty a stanovením účinnosti kotle pomocí nepřímé metody. Vstupními parametry pro zmíněný výpočet byly hodnoty, získané měřením, rozbořením odebraných vzorků paliva a známé provozní parametry, které jsou uvedeny v tabulce pro vstupní parametry výpočtu *Tab. 5-1*. Výstupními hodnotami výpočtu jsou například přebytek vzduchu, množství spalín a vzduchu, jednotlivé ztráty spalovacího zařízení a účinnost. Vybrané výsledné hodnoty, vycházející z výpočtu jsem zpracoval do tabulky *Tab. 5-5*. Pro představu, hodnotu účinnosti kotle K6 jsem výpočtem stanovil na 84,27 %.

Hlavním cílem diplomové práce byl návrh úprav, které by zajistily lepší hodnotu účinnosti kotle K6, nižší emise a vedly k celkovému zlepšení současného stavu. Nejprve jsem popsal současné technické problémy, které provází provoz kotle K6 a následně jsem nastínil určité možnosti řešení těchto problémů. V práci popisují především problémy s přísáváním falešného vzduchu a problémy s tzv. přímým foukáním, vznikajícím na základě usazování hrubé frakce proplásku v horizontálních práškovodech, vedoucích od směšovacích ejektorů po jednotlivé výkonové hořáky. Z nastíněných úprav, jsem zvolil úpravu, vycházející z předpokladu, že vyšší rychlost proudění v práškovodech, zamezí usazování hrubších frakcí proplásku a zamezí tím i vzniku souvisejícího přímého foukání a tuto úpravu jsem dále ve své práci rozvíjel.

Následuje kapitola vlastního řešení úpravy, která povede k zamezení přímého foukání. V rámci řešení úpravy jsem v práci zpracoval dodatečné měření na primárním ventilátoru a související výpočty, sloužící ke stanovení tlakových ztrát potrubního systému. Výsledkem je návrh změny průměrů čtyř práškovodů ze současné hodnoty 0,175 m na hodnotu 0,150, která zajistí dostatečnou požadovanou rychlost proudění  $29,59 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a povede k zamezení usazování a vzniku přímého foukání. Součástí řešení je také náhrada současných radiálních primárních ventilátorů za nové zařízení, schopné zajistit vyšší hodnotu požadovaného tlaku v potrubním systému, vzniklou na základě vyšších tlakových ztrát. V práci také uvádím, že primární ventilátory bude nutné opatřit recirkulací vzduchu a to z důvodu zajištění požadovaných objemových průtoků potrubním systémem, jejichž hodnota je nižší, než na



jakou se vysokotlaké ventilátory dimenzují. V závěru této kapitoly v krátkosti zmiňuji vylepšenou variantu rekonstrukce, která by zahrnovala zvýšení teploty primárního vzduchu.

V poslední kapitole jsem shrnul technicko-ekonomický přínos jednotlivých možných úprav. Nejvíce prostoru jsem v této kapitole věnoval hodnocení úpravy, vedoucí k zamezení přímého foukání, ze kterého vychází, že realizace povede k lepším hodnotám z hlediska účinnosti, ekonomického zisku i množství emisí.

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Bohumíru Čechovi za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc, cenné rady a poskytnuté materiály, které mi pomohly, ke zpracování mé diplomové práce.

V Ostravě: 16. 5. 2014



podpis autora

## 10. Seznam použité literatury

- [1] HUB, František, Jaromír KRUŽÍK a Jaroslav VESELSKÝ. *Moravskoslezské teplárny: 100 let služeb veřejnosti*. Ostrava: Moravskoslezské teplárny a. s., 1998. 110 s. ISBN 80-238-2293-4.
- [2] FRYZ, Josef. *Místní provozní a pracovní předpis*. 2. vydání. Dalkia Česká republika a. s., 2005. 100 s.
- [3] ČSN 07 0302. *Přejímací zkoušky parních kotlů*. Praha: Český normalizační institut, 1996.
- [4] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [5] ŠEVELOVÁ, Kamila a spol. *Parní kotle: návody do cvičení*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [6] ČERNÝ, Václav, Jiří TEYSSLER a Břetislav JANEBA. *Parní kotle*. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury (SNTL), 1983. 858 s.
- [7] DRKAL, František, Miloš LAIN, Jan SCHWARZER a Vladimír ZMRHAL. *Vzduchotechnika*. Praha: Skripta ČVUT Praha, 2009.
- [8] MATOUŠEK, Jan a spol. *Teplárna Skawina: zpráva z měření účinnosti kotle K10*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012. Vedoucí práce doc. Dr. Ing. Bohumír Čech.
- [9] OKD – *Charakteristika paliv* [online], [cit. 2014-20-3]. Dostupné z:  
<<http://www.okd.cz/cs/tezime-uhli/jak-se-tezi-v-okd/charakteristika-paliv>>
- [10] ZVVZ – Katalogové listy ventilátorů RVM 400-1250 [online], [cit. 2014-5-5]. Dostupné z:  
<<http://www.zvvz.cz/data/files/1042rvm400ac5be1250.pdf>>

## 11. Seznam použitých obrázků, grafů a tabulek

Obr. 2-1 Podoba Teplárny ČSA Karviná v 70. letech a v současnosti [1]

Obr. 6-1 Přísávání falešného vzduchu na kotli K6

Obr. 6-2 Usazování hrubé frakce proplásku v práškovodech

Obr. 7-1 Zvolené měřicí body v sání primárního ventilátoru

Obr. 7-2 Místo měření na sání primárního ventilátoru

Obr. 7-3 Místo měření na výtlaku primárního ventilátoru

Obr. 7-4 Výstupní potrubí na výtlaku primárního ventilátoru ke vzduchové skříni

Obr. 7-5 Závislost součinitele  $\xi_0$  na geometrickém faktoru [6]

Obr. 7-6 Závislost opravného součinitele  $x_1$  na  $Re$  [6]

Obr. 7-7 Závislost opravného součinitele  $x_2$  na podílu rozměrů  $a/b$  [6]

Obr. 7-8 Úsek potrubního systému – vzduchová skříň s odbočkou

Obr. 7-9 Součinitele místních ztrát pro dělení proudu [6]

Obr. 7-10 Úsek odbočky, vedoucí k práškovodu

Obr. 7-11 Práškovod, vedoucí k výkonovému hořáku

Obr. 7-12 Opravný součinitel, zohledňující jiný úhel kolena v závislosti na úhlu  $\alpha$  [6]

Obr. 7-13 Pracovní oblasti ventilátorů RVM 400 - 1250 [10]

Obr. 7-14 Recirkulace vzduchu na primárním ventilátoru

Graf. 4-1 Průběh teploty spalin za kotlem K6

Graf. 7-1 Graf. 7-1 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru pro vzduch o teplotě 21 °C

Graf. 7-2 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru s odporovou charakteristikou pro vzduch o teplotě 21 °C

Graf. 7-3 Tlakové charakteristika ventilátoru pro vzduch o teplotě 21 °C a 80 °C

Graf. 7-4 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru s odporovou charakteristikou pro vzduch o teplotě 80 °C

Graf. 7-5 Tlaková charakteristika primárního ventilátoru s odporovou charakteristikou pro vzduch o teplotě 80 °C a pro změnu průměru

Tab. 3-1 Základní provozní parametry kotle K6 [2]

Tab. 3-2 Vodní obsahy tlakových částí kotle K6 [2]

Tab. 3-3 Technické parametry najížděcích a stabilizačních plynových hořáků [2]

Tab. 3-4 Parametry základního paliva [2]

Tab. 3-5 Parametry zemního plynu [2]

Tab. 3-6 Parametry degazačního plynu [2]

Tab. 3-7 Parametry napájecí vody [2]

Tab. 3-8 Technické parametry mlecího okruhu [2]

Tab. 3-9 Technické parametry mlýnů pro kotle K6 [2]

Tab. 4-1 Koncentrace kyslíku a oxidu uhelnatého za kotlem K6

Tab. 4-2 Koncentrace plyných emisí a vztažného kyslíku na výstupu z kotle K6

Tab. 4-3 Prvkový rozbor základního paliva (černého uhlí)

Tab. 5-1 Vstupní údaje pro výpočet

Tab. 5-2 Hodnoty parciálních tlaků pro dané teploty [4]

Tab. 5-3 Koeficienty vybraných plynů a suchého vzduchu [3]

Tab. 5-4 Koeficienty pro různé druhy paliv [3]

Tab. 5-5 Vybrané výsledky výpočtu dle ČSN 07 0302

Tab. 7-1 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 1. měření

Tab. 7-2 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 2. měření

Tab. 7-3 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 3. měření

Tab. 7-4 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 4. měření

Tab. 7-5 Dynamické tlaky na sání ventilátoru pro 5. měření

## **12. Seznam příloh**

Příloha A – Řez kotle K6 s navrženou úpravou (DP-POK-01)